







Der Civilingenieur.

Zeitschrift für das Ingenieurwesen.

Herausgegeben

von

K. R. Bornemann,
Kunstmeister zu Freiberg.

20

Neue Folge. Zwanzigster Band.

Mit vielen in den Text eingedruckten Holzschnitten und 35 Tafeln Abbildungen.

Leipzig,
Verlag von Arthur Felix.
1874.

Inhaltsverzeichniß des zwanzigsten Bandes.

I. Sachregister.

[Die Zahlen zeigen die Seitenzahlen an; — (m. A.) bedeutet mit Abbildungen auf den lithographirten Tafeln; — (m. H.) mit eingedruckten Holzschnitten.]

II. Namenregister.

III. Register über die Abbildungen.

Resultate experimenteller Untersuchungen über das Ausströmen der Luft bei starkem Ueberdruck.*)

Von

Geh. Bergrath Dr. **Gustav Zeuner** in Dresden.

(Hierzu Tafel 1.)

Die Versuche, welche ich im Anfange dieses Jahres**) an einem größeren Apparate der Maschinenmodellsammlung des eidgenössischen Polytechnikums in Zürich über den Ausfluß der atmosphärischen Luft mit einfachen Mündungen angestellt habe und über deren Resultate ich berichten will, hatten einen doppelten Zweck. Einmal sollten sie eine, sogleich näher zu bezeichnende Streitfrage zur Lösung bringen und dann kam es mir darauf an, eine neue Methode über die Einführung der beim Ausströmen auftretenden Widerstände in die Rechnungen der Prüfung zu unterwerfen, eine Methode, auf welche ich durch theoretische Betrachtungen gelangt war (Civilingenieur Bd. 17, S. 1).

Bevor ich aber auf das Referat selbst eintrete, mögen erst einige theoretische Fragen und die älteren Versuchsmethoden kurz besprochen werden, weil mir dadurch am Besten eine deutliche Darlegung der genannten Streitfrage und meiner Versuchsmethode ermöglicht wird.

Strömt Luft unter constantem Drucke aus einem Gefäße nach einem anderen, in welchem der Druck ebenfalls auf constanter Höhe erhalten wird, und ist p_2 der specifische Druck (in Kilogrammen pro Quadratmeter) im Ausflußgefäß und p_1 derjenige in der Vorlage, so dehnt sich die Luft während des Hinströmens nach der Mündung infolge der allmäligen Druckabnahme aus. Je nach der Annahme, die man nun bezüglich des Gesetzes macht, nach welchem die Druckabnahme mit der Volumenzunahme des in Bewegung befindlichen Gases stattfindet, erhält man verschiedene Ausflußformeln.

Nimmt man an, die Temperatur des Gases sei dabei unveränderlich, so erhält man die Formeln von Navier (1827). Die Geschwindigkeit w, mit welcher die Luft die Mündung passirt, berechnet sich dann nach der Formel:

$$w = \sqrt{2 g R T_2 \operatorname{logn} \frac{p_2}{p_1}} \quad . \; . \; . \; . \quad (1)$$

und das Luftvolumen V bei innerem Drucke gemessen, welches pro Secunde durch ein Quadratmeter Mündungsfläche ausströmt, berechnet sich durch:

$$V = \frac{p_1}{p_2} \sqrt{2 g R T_2 \operatorname{logn} \frac{p_2}{p_1}} \; , \quad . \; . \; . \quad (I)$$

wobei von den Reibungswiderständen abgesehen wird und in den Formeln R eine constante Größe bedeutet, die für Luft in Metermaß 29,272 beträgt; g ist die Acceleration des freien Falles und T_2 die absolute Temperatur der Luft im Ausflußgefäße, d. h. die Temperatur nach hunderttheiliger Scala, bei welcher der Nullpunkt 273° unter dem Gefrierpunkte des Wassers liegt.

Nimmt man dagegen an, die gegen die Mündung strömende Luft expandire nach der adiabatischen Curve, d. h. der

---

*) Abriß eines Vortrages. Mit Erlaubniß des Herrn Verfassers abgedruckt aus dem Protokolle der 75. Hauptversammlung des Sächsischen Ingenieur- und Architekten-Vereins (1871). D. R.

**) 1871.

Art, wie ihre Ausdehnung erfolgt, wenn weder eine Zuleitung noch Entziehung von Wärme stattfindet, so erhält man die Formeln von Weisbach (1855) nämlich für die Ausflußgeschwindigkeit:

$$w = \sqrt{2g \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R T_2 \left(1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right)}, \quad (2)$$

wobei $\varkappa$ eine Constante bedeutet, die für Luft 1,41 ist, und für das ausströmende Luftvolumen im oben angegebenen Sinn folgt:

$$V = \sqrt{2g \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R T_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{\varkappa}} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa + 1}{\varkappa}}\right]}. \quad (II)$$

Bemerkenswerth ist, daß vorstehende Formel schon von de Saint-Venant und Wantzel (1839) gegeben worden ist, ohne daß dieselben sie allerdings bei ihren Versuchen, auf die ich noch zu sprechen komme, benutzten. Vorstehende Gleichungen gelten ebenfalls nur unter Vernachlässigung der Widerstände. Will man letztere zum Ausdruck bringen, so kann es dadurch geschehen, daß man das rechte Glied der Gleichung II mit einem Correctionsfactor, dem Ausflußcoefficienten, multiplicirt, der durch Versuche zu ermitteln wäre, oder man geht von der Voraussetzung aus, daß durch die Widerstände einfach nur die Expansionscurve verändert wird; aus theoretischen Gründen wurde ich dann (a. a. O.) auf folgende Formeln geführt:

$$w = \sqrt{2g \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R T_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n - 1}{n}}\right]} \quad . \quad (3)$$

$$V = \sqrt{2g \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} R T_2 \left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n + 1}{n}}\right]}. \quad (III)$$

Darin bedeutet n einen constanten Werth, der durch Versuche zu bestimmen und kleiner als $\varkappa$ ist, und den ich den „Ausflußexponenten" genannt habe, wobei allerdings die Contraction des Strahles, wie sie bei gewissen Mündungen stattfindet, noch eine besondere Correction erfordern würde.

Nimmt man an, daß nur eine sehr geringe Druckdifferenz vorliegt, also p_1 von p_2 nur wenig verschieden ist, dann geben vorstehende Formeln I und II näherungsweise das gleiche Resultat für das Ausflußquantum, nämlich:

$$V = \sqrt{2 g R T_2 \cdot \frac{p_2 - p_1}{p_2}},$$

eine Gleichung, die schon von Daniel und Johann Bernoulli, Euler, d'Alembert gegeben und benutzt wurde und noch jetzt bei Berechnung von Gebläsen, Ventilatoren, Wettermaschinen u. s. w. Verwendung findet.

Eine genaue Betrachtung der oben gegebenen Formeln I, II und III führt nun auf die in der Einleitung bezeichnete Frage. Denkt man sich nämlich den inneren Druck p_2 und die innere Temperatur T_2 unveränderlich, und setzt man bei verschiedenen Versuchen verschiedenen äußeren Druck p_1 voraus, so zeigen alle drei Formeln, daß ein gewisser äußerer Druck p_1 existirt, bei welchem das auf die Quadrateinheit Mündungsfläche kommende Luftquantum pro Secunde und bei innerem Druck gemessen ein Maximum wird.

Gleichung I giebt, wie schon Coriolis (1838) hervorhob, dieses Maximum, wie man sich durch Differentiation leicht überzeugt, für

$$\frac{p_1}{p_2} = 0{,}60653 \text{ und daher } V_{max} = 10{,}278 \cdot \sqrt{T_2},$$

wenn man die angegebenen Constanten einführt.

Gleichung II giebt es für:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} = 0{,}52660 \text{ und daher}$$

$$V_{max} = 11{,}6318 \sqrt{T_2}.$$

Gleichung III giebt es für:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{2}{n + 1}\right)^{\frac{n}{n - 1}} \text{ und zwar:}$$

$$V_{max} = \sqrt{\varkappa g R \frac{n - 1}{\varkappa - 1} \left(\frac{2}{n + 1}\right)^{\frac{n + 1}{n - 1}} \cdot T_2},$$

wobei je nach der Art der Mündung noch der Ausflußexponent n bekannt sein müßte; setze ich beispielsweise voraus, für eine nach Innen gut abgerundete Mündung sei $n = 1{,}380$, so folgt aus den letzten Formeln:

$$\frac{p_1}{p_2} = 0{,}53167 \text{ und } V_{max} = 11{,}2354 \cdot \sqrt{T_2}.$$

Nimmt man im Weiteren an, die Temperatur im Ausflußgefäße sei 0° C., also $T_2 = 273^0$, so folgt für vorstehende drei Fälle das Maximum der Luftmenge resp.:

169,822, 192,189 und 185,639 Kubik-Meter

bei innerem Drucke gemessen auf 1 qm Mündungsfläche und die drei Formeln 1, 2 und 3 geben für die zugehörige Ausflußgeschwindigkeit resp.

279,99, 302,87, 293,41 Meter.

Der Umstand, daß die drei Formeln, von denen Nr. I nur noch geschichtliches Interesse hat, bei einem gewissen äußeren Druck p_1, der ungefähr die Hälfte des inneren Druckes beträgt, ein Maximum der Ausflußmenge liefern, deutet nun darauf hin, daß von dieser Grenze an die Ausflußmenge abnimmt, wenn sich der äußere Druck noch weiter vermindert, und die Formeln zeigen sogar, daß sie mit dem

äußeren Drucke gleichzeitig Null wird; es fände sonach nach einem luftleeren Raume hin gar kein Ausströmen mehr statt. Dieses widersinnige Resultat deutet darauf hin, daß entweder alle Formeln falsch sind, oder daß bei ihrer Benutzung eine unzulässige Annahme gemacht wurde. Man hat nun behauptet, daß das Letztere der Fall sei, und zwar haben zuerst de Saint-Venant und Wantzel (1839)*) ausgesprochen, daß in den Formeln der Druck p_1 nicht als der Druck in der Vorlage, sondern als derjenige in der Ebene der Mündung anzusehen sei, und daß beide Pressungen nur so lange identisch seien, als $p_1 : p_2$ größer, als ungefähr 0,4 sei, sobald aber dieses Verhältniß kleiner sei, so bleibe von da an die Ausflußmenge, selbst wenn die Vorlage luftleer sei, constant, also auch $p_1 : p_2$, unter p_1 aber nun den Druck in der Mündungsebene verstanden. Den Verhältnißwerth 0,4 leiten sie aus ihren Versuchen ab, die überhaupt zum Nachweis der Richtigkeit vorstehenden Satzes angestellt wurden. Die Arbeiten von de Saint-Venant und Wantzel sind sehr lange Zeit unbeachtet geblieben. So weit ich die Literatur verfolgen konnte, kam zuerst Max Herrmann (Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins) 1860 auf die Frage zurück, nachdem Weisbach, offenbar ohne die Arbeit von de Saint-Venant und Wantzel zu kennen, 1855 obige Gleichung II von Neuem aufgestellt hatte; Herrmann zieht dieselben Schlüsse, wie de Saint-Venant und Wantzel und kann sich, wie später (1867) auch Kolster (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure) bezüglich der Entscheidung der Frage nur auf die genannten älteren französischen Versuche stützen. Inzwischen hatte nur Holzmann (Lehrbuch der theoretischen Mechanik 1861) gelegentlich die Bemerkung gemacht, daß die Geschwindigkeit ausströmender Luft nie größer, als die Schallgeschwindigkeit sein könne, mit der die äußere Luft, wie klein auch ihr Druck sei, zurückweichen könne.

Erst in diesem Jahre (1871) hat nun Rankine die Frage von Neuem angeregt, veranlaßt durch die Versuche, welche Napier im größeren Maßstabe über das Ausströmen des Wasserdampfes angestellt hat, infolge dessen ich dann meine Formel (obige Gleichung III) in der gleichen Richtung der Discussion unterwarf (Civilingenieur Bd. 17).

Der Umstand, daß die theoretischen Betrachtungen, sowie die Versuche von de Saint-Venant und Wantzel bis jetzt nur wenig Beachtung fanden, ist zum großen Theil wohl darin zu suchen, daß Poncelet es war, der sofort nach dem Erscheinen der betreffenden Abhandlung als Gegner auftrat und die genannten Versuche als unbrauchbar zur Entscheidung der obigen Frage erklärte, weil dieselben in viel zu kleinem Maßstabe ausgeführt worden seien. Beim näheren Studium der Versuchsmethode von de Saint-Venant und Wantzel muß man sich unbedingt den Bedenken Poncelet's anschließen, ja es treten sogar, wenn man sich bei der Beurtheilung auf die Grundsätze der mechanischen Wärmetheorie stützt, noch weitere Bedenken hinzu, so daß man geneigt wird, die sämmtlichen Resultate dieser Versuche als höchst zweifelhafte zu bezeichnen. Wendet man sich aber nun, um Aufklärung zu finden, zu den Versuchen, die bis jetzt von Anderen über das Ausströmen der Luft angestellt worden sind, so findet man noch viel weniger oder, richtiger gesagt, gar kein Anhalten; denn entscheidend können offenbar nur solche Versuche sein, bei denen der innere Druck mehr als das Doppelte des äußeren beträgt; in allen anderen Versuchsreihen fand aber das Ausströmen der Luft in die freie Atmosphäre statt, es hätte also der Druck im Ausflußgefäße wenigstens mehr als zwei Atmosphären betragen müssen.

Bei den bekannten Versuchen von Schmidt (1820), Lagerhjelm (1822), Koch (1824), D'Aubuisson (1826) betrug aber der Ueberdruck nur wenige Zolle, resp. Fuße Wassersäule und nur Weisbach ging bei seinen schönen und großartigen Versuchen (1856) bis zu einer Atmosphäre Ueberdruck, also ungefähr bis zur Grenze, von wo an nun bei weiterer Druckerhöhung eine Entscheidung der wichtigen und interessanten Frage hätte erfolgen können. Unter solchen Umständen blieb den oben genannten Schriftstellern nichts übrig, als bezüglich des Ausflusses der Luft immer wieder auf die Versuchsreihe von de Saint-Venant und Wantzel zurückzugreifen, so sehr deren Resultate nach Poncelet auch mit Mißtrauen aufgenommen werden sollten; die Versuche erfüllten aber wenigstens die eine Bedingung, daß das Druckverhältniß $p_1 : p_2$ weit kleiner als 0,5 war; denn de Saint-Venant und Wantzel verdünnten die Luft unter dem Recipienten einer Luftpumpe und ließen die äußere atmosphärische Luft durch Mündungen in der Wand des Recipienten einströmen.

Aus der vorstehenden Darstellung geht hervor, wie wünschenswerth es sein mußte, die Frage um die sich's handelt, endlich einmal durch Versuche in größerem Maßstabe und mit möglichster Sorgfalt ausgeführt, zu entscheiden. Ich selbst bin schon seit vielen Jahren von der Richtigkeit der Hypothese von de Saint-Venant und Wantzel überzeugt, habe aber nie gewagt, in meinen verschiedenen Schriften über den Ausfluß der Gase und Dämpfe von derselben Gebrauch zu machen; ich entschloß mich aber schon im Jahre 1863 als ich in meinem Buche, das Locomotiven-Blasrohr, den Zusammenhang der hydrodynamischen Gleichungen mit den Gleichungen der mechanischen Wärmetheorie darlegte, selbst den Versuch zu machen, durch Experimente die Frage zur Lösung zu bringen.

*) Mémoire et expériences sur l'écoulement de l'air, déterminé par des differences de pressions considérables. Journal de l'Ecole polytechnique. 1839.

Ich ließ schon damals den nöthigen Versuchsapparat herstellen, den ich aber erst im Anfange dieses Jahres verwenden konnte, nachdem es mir gelang, alle Schwierigkeiten zu überwinden, die sich der Ausführung der Versuche entgegenstellten. Der Apparat besteht aus einem cylindrischen Kessel aus Eisenblech von ungefähr 4,2 m Länge und 0,5 m Durchmesser, dessen Cubikinhalt durch vorher mit größter Sorgfalt ausgeführte Eichungen mit Wasser sich zu 0,81088 Cubikmeter ergab; der Kessel ist auf 10 Atmosphären probirt, mit einer Pumpe versehen, um mittelst derselben die Luft im Innern zu comprimiren, und trägt einen Aufsatz mit weiten Hälsen, von denen der eine nahe am offenen Ende, in das die Ausflußmündungen eingesetzt werden können, einen dicht abschließenden, weit durchbohrten Hahnen einschließt. Mit dem Innern des Kessels steht ein gut getheiltes offenes Quecksilbermanometer in Verbindung, an dem ich bis 4 Atmosphären Druck (höher konnte ich bei meinen Versuchen nicht gehen) abzulesen vermochte.*)

Der ganze Apparat ist ähnlich dem, den Weisbach anwandte und den er im Civilingenieur Bd. 12, S. 3 beschrieb; ich war auch Willens, dieselbe Versuchsmethode anzuwenden, weil ich anfänglich glaubte, eine einfache Wiederholung der Weisbach'schen Versuche, nur unter höherem Drucke ausgeführt, müßte zum Ziele führen. Eine Reihe von Vorversuchen überzeugte mich aber bald, daß hier ein Umstand noch in Betracht zu ziehen ist, den Weisbach übersah, und der die Endresultate wesentlich beeinflußt. Ich ließ nämlich, wie Weisbach, nachdem die Luft im Kessel comprimirt war und das Manometer, als Beweis der Temperaturausgleichung, sich stationär hielt, die Luft durch die Mündung während 1 bis 2 Minuten ausströmen, schloß rasch den Hahnen und beobachtete hierbei den Manometerstand, wartete dann bis der Manometerstand wieder stationär war, und notirte auch diesen Stand. Im ersten Theile des Versuches, während des Ausströmens, findet im Innern des Kessels starke Temperatursenkung statt; im zweiten Theile, nach dem Schluß der Mündung, tritt dann von außen her durch die Kesselwandung so lange Wärme ein, bis die Temperatur im Innern mit derjenigen außerhalb wieder übereinstimmt; während dieses letzteren Vorganges steigt der Druck und wird erst nach einer gewissen Zeit stationär. Diese drei Pressungswerthe, beim Oeffnen, beim Schließen der Mündung und am Ende nach der Temperaturausgleichung, sollten nun, wie Weisbach durch Rechnung zeigte, genügen, wenn man gleichzeitig Temperatur und Barometerstand der äußeren Luft, den Inhalt

*) Zusatz 1). Auf Tafel 1 ist in Fig. 1 der Haupttheil des Apparates abgebildet. Auf der obern Wand des Kessels KK befindet sich der in der Abbildung angegebene gußeiserne Aufsatz aufgeschraubt, welcher in sechs Hälse oder Röhren ausmündet, deren Inneres mit dem Innern des Kessels in Verbindung steht, und deren obere Mündungen für gewöhnlich durch Deckel luftdicht verschlossen sind. Bei den in Rede stehenden Versuchen war der Deckel des einen Ansatzrohres abgenommen und ein starkes Rohr (Messingguß) CC aufgeschraubt, dessen oberes Ende die Ausflußmündung D enthielt; in der Mitte dieses Rohres befindet sich ein gut und luftdicht eingeschliffener Hahnen E mit dem Handgriffe F. In der Figur erscheint das Messingrohr sammt Mündung und Hahnen, sowie ein Theil des gußeisernen Halses aufgeschnitten und der Hahnen, bei verticaler Stellung des Handgriffes F erscheint offen. Beim Schließen des Hahnens wurde der Griff F nach links hin in horizontale Stellung gebracht; bei dieser Bewegung tauchte der Metallzeiger a, der am anderen Ende der Hahnenaxe befestigt ist, mit seiner Spitze bei mittlerer Hahnenstellung in Quecksilber ein, das sich in einem kleinen Troge b befand. Auf solche Weise wurde beim Oeffnen und Schließen durch Vermittlung des Quecksilbers ein elektrischer Strom geschlossen und momentan ein Elektro-Magnet in Bewegung gesetzt, welcher den Zeitpunkt des Beginnes und des Endes jeden Versuches markirte, wie das im Texte, weiter unten, erwähnt wird.

In Figur 1 ist überdies bei MM ein Theil der Scala des offenen Quecksilbermanometers sichtbar, dessen Gefäßinneres durch das Bleirohr cc mit dem Kesselinneren communicirte. Für die gewöhnlichen Versuche hätte natürlich ein einziges Aufsatzrohr genügt; ich ließ den gußeisernen Aufsatz mit sechs Ansätzen ausführen, weil mehrere derselben mit Messingaufsätzen der beschriebenen Art versehen werden sollten, um vor den Augen meiner Zuhörer rasch hintereinander mit Mündungen verschiedener Art experimentiren zu können.

Bemerkenswerth ist vielleicht noch Folgendes. Unter den zahlreichen Schwierigkeiten, die sich Anfangs der Ausführung der Versuche entgegenstellten, trat besonders die Schwierigkeit hervor, den ganzen Apparat luftdicht zu machen, trotzdem, daß alle Fugen gut verkittet und die inneren Wandflächen des Kessels und des gußeisernen Aufsatzes gefirnißt waren; bis sich endlich herausstellte, daß das Entweichen der Luft durch die zolldicken Wandungen der Messingaufsätze erfolgte. Die atmosphärische Luft verhält sich bei hohem Drucke eben ganz anders, als Wasserdampf, der beim Eindringen in die Poren der Gefäßwandungen condensirt und dadurch abdichtet. Erst nachdem ich alle Messingtheile in kochendes Leinöl einige Zeit hatte eintauchen und dann trocknen lassen, war das Uebel gehoben; im Apparate befand sich oft tagelang comprimirte Luft von 3—4 Atmosphären Spannung eingeschlossen, ohne daß im Verhältniß zur Länge der Zeit ein wesentlicher Druck- resp. Luftverlust hervortrat; eine vollständige, bleibende Absperrung ist unmöglich.

des Kessels und den Querschnitt der Mündung kennt, die Richtigkeit der Ausflußformeln durch die Beobachtungsresultate zu prüfen. Das ist aber, wie ich mich überzeugen mußte, nicht richtig, wenn man bei der Aufstellung der Formeln für die Beurtheilung des ganzen Vorganges, wie es von Weisbach geschah, annimmt, daß während des Ausströmens die Luft im Innern des Kessels sich so ausdehne, wie wenn ihr Wärme weder zugeführt, noch entzogen wird. Ich fand wenigstens bei meinem Apparate, dessen Kessel kleiner war als der Weisbach'sche, daß während des Ausströmens in der verhältnißmäßig langen Zeit von 1 bis 2 Minuten die Druckänderungen der Luft im Kessel ein ganz anderes Gesetz befolgen, weil nämlich die Kesselwandungen während der Expansion und Abkühlung der Luft fortwährend Wärme an dieselbe abgeben, und dieses Gesetz der Expansion unter Wärmeaufnahme müßte bekannt sein, wenn man die Versuche in richtiger Weise verwerthen will. Ich versuchte dann zunächst für meinen Kessel festzustellen, nach welchem Gesetze sich während des Ausströmens der Luft der Druck im Kessel ändert; das gelang mir zwar, es stellten sich mir aber schließlich bei der Berechnung der Versuche derartige unüberwindliche Schwierigkeiten entgegen, daß ich die Weisbach'sche Versuchsmethode gänzlich aufgab und zu der folgenden überging, die mich dann auch zum Ziele führte.

Ich ließ nämlich von nun an die Luft in Intervallen ausströmen in folgender Art:

Nachdem die Luft im Kessel auf etwa 4 Atmosphären comprimirt war und das Manometer nach der Temperaturausgleichung ruhigen Stand zeigte, öffnete ich rasch den Hahnen, ließ die Luft ungefähr 10 Secunden lang ausströmen und schlug am Ende dieser Zeit den Hahnen rasch zu und notirte den Manometerstand sowohl für diesen Moment, wie nach Verfluß von etwa 10 bis 15 Minuten, nach welchen der Quecksilberspiegel im Manometer wieder ruhigen Stand zeigte. Dieser Versuch wurde so lange wiederholt, bis der Druck im Kessel bis nahe auf den Druck der äußeren Atmosphäre herabgegangen war, das Ausströmen also aufhörte. Auf diese Weise erhielt ich für eine Reihe verschiedener Mündungen eben so viele Versuchsreihen und durch die Kürze der Ausflußzeit bei jedem einzelnen Versuche wurde der oben erwähnte störende Einfluß der Wärmeabgabe von Seiten der Kesselwandung an die Luft im Innern so sehr gemildert, daß ich bei der Aufstellung der Theorie dieser Versuchsmethode bezüglich des Gesetzes dieser Wärmeabgabe eine einfache Näherungsformel anwenden konnte. Es ist nun hier weder der Ort, die Theorie der Vorgänge bei meiner Versuchsweise zu entwickeln, noch die Versuchsergebnisse selbst einzeln aufzuführen; es handelt sich nur um die Frage, ob die Versuchsresultate auf die Richtigkeit der Hypothese von de Saint-Venant und Wantzel hindeuten.

Ist bei einem einzelnen Versuche der Anfangsdruck in Millimeter Quecksilbersäule h_2 und der Enddruck nach dem Schließen der Mündung und nach der Temperaturausgleichung h_1 und die Ausflußzeit t, so giebt die Rechnung, daß (als erste Näherung) der Ausdruck

$$\frac{1}{t} \log \frac{h_2}{h_1}$$

beim Versuch als eine constante Größe erscheinen müßte, so lange der innere Druck mehr als ungefähr das Doppelte des äußeren beträgt und wenn die genannte Hypothese sich bestätigen sollte; daß dagegen der Werth dieses Ausdruckes abnehmen müßte, je kleiner der Innendruck ist, sobald dieser kleiner, als etwa die Hälfte des äußeren Druckes ist.

Dieser Satz wird nun für gewisse Mündungen durch die Versuche bestätigt. Ich habe mit dreierlei Mündungen experimentirt und zwar:

1. mit kurzen, nach Innen gut abgerundeten Mündungen, deren Durchmesser resp. 4,10, 5,78 und 7,00^{mm} betrug;
2. mit kurzen, cylindrischen Ansatzröhren, ohne Abrundung im Innern, mit Durchmessern von resp. 5,79 und 7,00^{mm};
3. mit Mündungen in dünner Wand, deren Durchmesser resp. 4,09, 5,79, 7,00 und 10,00^{mm} betrug.*)

*) Zusatz 2). Die sämmtlichen im Texte angegebenen Mündungen sind auf Taf. 1 in Fig. 2 bis 10 in natürlicher Größe im Durchschnitt dargestellt. Die Versuchsresultate, welche die Tabelle des Anhanges enthält, wurden mit dem cylindrischen Ansatzrohr ohne Abrundung, welches Fig. 3 darstellt, gewonnen.

Außer den im Text besprochenen Versuchen wurden auch Versuche mit dem zusammengesetzten Rohre angestellt, das in Fig. 11 abgebildet ist. Die Luft strömte aus dem Kessel durch die im Innern gut abgerundete Mündung a aus, nach dem Rohre c c hin und, von diesem aus, erst ins Freie. Beim Austritt aus der Mündung a ins Rohr c findet eine plötzliche Querschnittsänderung statt und in Folge dessen stellt sich im Anfange des Rohres c, rings um die Mündung a ein Druck heraus, der kleiner als der atmosphärische ist. Die Druckdifferenz wurde durch ein Vacuummeter gemessen, dessen Rohr durch einen Guttapercha-Schlauch mit dem Röhrchen b (Fig. 11) verbunden war. Die Druckdifferenz variirt mit dem Druck der Luft im Kessel und steht in gewisser Beziehung zur Weite der Mündung a und der des Rohres c. Die Versuche führten auf Ergebnisse, die im Einklang stehen mit denen meiner älteren Versuche, die ich in ähnlicher Weise mit Wasser und Wasserdampf durchführte und die ich in meinem Buche „das Locomotiven-Blasrohr" (Leipzig 1863) beschrieben und theoretisch erläutert habe.



Der Civilingenieur.

Zeitschrift für das Ingenieurwesen.

Herausgegeben

von

K. R. Bornemann,
Kunstmeister zu Freiberg.

20

Neue Folge. Zwanzigster Band.

Mit vielen in den Text eingedruckten Holzschnitten und 35 Tafeln Abbildungen.

Leipzig,
Verlag von Arthur Felix.
1874.

Inhaltsverzeichniß des zwanzigsten Bandes.

I. Sachregister.

[Die Zahlen zeigen die Seitenzahlen an; — (m. A.) bedeutet mit Abbildungen auf den lithographirten Tafeln; — (m. H.) mit eingedruckten Holzschnitten.]

p_2 den Druck im Inneren des Ausflußgefäßes,
p' den Druck in der Mündungsebene, die Pressungen in Millimetern Quecksilbersäule gemessen.

Die letzte Columne giebt dann noch das Verhältniß $p' : p_2$ dieser beiden Pressungen.

Tabelle I.

$d = 4{,}085^{mm}$.

1. b = 719,3, T = 273 + 12,8

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
0,0	3366,4	—	—
14,6	3177,9	1846,2	0,5809
19,4	3114,2	1812,6	0,5820
24,0	3059,1	1777,0	0,5809
29,0	3005,0	1740,4	0,5792
33,6	2952,8	1712,9	0,5801
38,4	2904,7	1680,3	0,5785
42,8	2858,1	1655,9	0,5794
47,4	2815,0	1629,4	0,5788
52,0	2770,8	1605,0	0,5794
56,6	2729,2	1579,5	0,5787
61,0	2697,2	1556,1	0,5769

2. b = 719,3, T = 273 + 13,9

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
0,0	2790,4	—	—
9,6	2681,1	1534,7	0,5724
14,6	2629,0	1526,4	0,5806
19,6	2578,4	1487,9	0,5771
24,2	2533,2	1461,4	0,5769
29,2	2485,6	1435,0	0,5773
34,2	2441,0	1408,5	0,5770
38,8	2402,9	1384,1	0,5760
44,0	2361,3	1360,6	0,5762
49,0	2324,7	1336,2	0,5748
53,8	2286,1	1315,8	0,5756

3. b = 719,3, T = 273 + 13,8

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
0,0	2362,8	—	—
9,6	2263,0	1306,7	0,5774
14,4	2223,9	1282,3	0,5766
19,4	2184,3	1259,9	0,5769
24,4	2147,2	1237,5	0,5763
29,0	2107,6	1217,1	0,5775
34,0	2071,0	1194,7	0,5769
39,0	2037,4	1173,3	0,5759
43,8	2002,4	1154,0	0,5763
48,8	1969,3	1134,6	0,5761
53,8	1937,2	1117,3	0,5768

4. b = 718,9, T = 273 + 13,8

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
0,0	2002,0	—	—
10,0	1918,2	1106,8	0,5770
14,8	1881,6	1086,4	0,5774
19,8	1849,1	1068,1	0,5776
24,8	1819,0	1049,8	0,5771
29,6	1783,9	1029,4	0,5770
34,4	1757,8	1011,1	0,5752
39,4	1724,7	994,8	0,5768
44,2	1696,7	977,5	0,5761
49,4	1667,6	963,2	0,5776
54,2	1643,5	948,0	0,5768

5. b = 718,8, T = 273 + 14,0

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
0,0	1695,1	—	—
10,2	1624,4	938,7	0,5779
15,2	1590,8	920,4	0,5786
20,0	1564,2	904,1	0,5780
25,0	1537,2	889,8	0,5788
30,0	1511,1	874,6	0,5788
35,0	1485,0	860,3	0,5793
39,8	1459,5	847,1	0,5804
44,8	1441,4	833,8	0,5785
49,8	1412,8	822,6	0,5822
54,6	1390,8	810,4	0,5827

6. b = 718,7, T = 273 + 13,9

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
0,0	1432,8	—	—
5,0	1402,2	815,4	0,5815
10,0	1373,6	806,2	0,5869
14,8	1348,1	792,0	0,5875
19,8	1324,5	780,8	0,5895
24,6	1302,5	773,7	0,5940
29,4	1281,4	766,5	0,5982
34,4	1257,8	760,4	0,6045
39,4	1239,8	756,4	0,6101
44,4	1216,2	752,3	0,6186
49,4	1198,2	750,3	0,6262
54,2	1180,1	751,3	0,6366

7. b = 715,8, T = 273 + 13,5

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
0,0	1216,3	—	—
14,6	1145,1	747,5	0,6528
19,6	1125,6	745,0	0,6619
24,4	1106,0	742,6	0,6714
29,4	1089,5	740,5	0,6797
34,2	1072,5	740,6	0,6905
39,0	1055,9	738,9	0,6998
44,0	1040,9	737,4	0,7084
49,2	1025,3	735,6	0,7174
54,0	1010,8	733,9	0,7261

8. b = 715,7, T = 273 + 13,7

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
—	1038,8	—	—
14,6	982,1	731,1	0,7444
19,4	966,6	729,8	0,7550
—	951,5	728,3	0,7654
29,2	938,5	727,4	0,7751
34,0	924,5	726,4	0,7857
38,8	913,4	725,4	0,7942
44,0	901,9	724,3	0,8031
48,8	888,4	723,6	0,8145
53,6	880,4	722,9	0,8211

9. b = 715,4, T = 273 + 13,8

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
0,0	902,1	—	—
10,0	872,5	721,8	0,8273
15,2	860,5	721,4	0,8383
20,0	847,0	720,9	0,8511
25,0	836,4	720,3	0,8612
29,8	825,9	719,7	0,8714
35,0	816,4	719,3	0,8811
39,8	807,9	718,9	0,8898
45,0	—	718,6	—
50,0	—	718,3	—

Bei Versuch 8 versagte die Schreibuhr einige Male, und sind demnach diese Zeitbestimmungen unsicher, da gerade der Nullpunkt fehlt. Die Eröffnung erfolgte aber immer möglichst mit Beginn einer neuen Minute. Am Schlusse des letzten Versuches konnten die Manometerstände p_2 nicht mehr abgelesen werden, weil das Quecksilber unter die Fassung des Glasrohres gesunken war.

Die in Tabelle II aufgeführten Versuche sind mit derselben Mündung angestellt, aber nach der zweiten Versuchsmethode.

Tabelle II.

$d = 4{,}085^{mm}$.

No.	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$	No.	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
1	3189,7	1877,5	0,5886	10	2084,6	1202,6	0,5769
2	3034,8	1769,6	0,5831	11	1989,9	1147,6	0,5767
3	2896,7	1712,6	0,5912	12	1900,8	1094,7	0,5759
4	2763,9	1630,1	0,5898	13	1814,6	1046,8	0,5769
5	2636,6	1546,6	0,5866	14	1732,2	1001,0	0,5779
6	2512,9	1477,4	0,5879	15	1653,5	955,2	0,5777
7	2398,7	1382,7	0,5764	16	1579,3	912,4	0,5777
8	2287,4	1316,6	0,5756	17	1507,6	876,8	0,5816
9	2184,4	1257,5	0,5757				

Von den mit einer anderen Mündung von $7{,}314^{mm}$ Durchmesser (Fig. 2) gefundenen Resultaten kann ich nur die bei geringeren Pressungen verwerthen, bei denen der Druck in der Mündungsebene mit dem Wassermanometer bestimmt wurde. Die früheren mit dem Quecksilbermanometer angestellten Versuche zeigen nämlich dort einen verhältnißmäßig zu niedrigen Druck, weil, wie sich erst später herausstellte, die Verbindung mit dem Manometer nicht ganz luftdicht war. Leider konnte ich die Versuche nicht wiederholen. Ich gebe in Tabelle III nur die zuverlässigen.

Tabelle III.

$d = 7{,}314^{mm}$.

t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$	t	p_2	p'	$\frac{p'}{p_2}$
$b = 725{,}3,\ T = 273 + 14{,}8$				$b = 725{,}3,\ T = 273 + 14{,}7$			
0,0	1437,1	—	—	0,0	1097,3	—	—
—*)	1264,2	803,6	0,6357	5,0	1029,1	749,9	0,7287
—	1191,5	785,9	0,6596	10,0	973,4	744,7	0,7651
—	1124,8	769,7	0,6843	14,6	927,3	739,6	0,7976
—	1071,2	758,6	0,7082	19,4	884,2	735,5	0,8318
—	1021,6	750,5	0,7346	24,4	852,6	732,7	0,8594
				29,2	825,1	730,7	0,8856

*) Uhr versagt.

Um die Abhängigkeit des Druckes in der Mündungsebene vom inneren Drucke besser übersehen zu können, habe ich den vollständigsten vorhandenen Versuch aus Tabelle I graphisch dargestellt, indem ich p' als Function von p_2 aufgetragen habe (s. Fig. 3). Es sind die Punkte, welche sich an der mit p' bezeichneten Curve hinziehen. Um die Figur nicht zu überladen, sind bei den niedrigeren Pressungen einige Werthe übersprungen. Die Curve beginnt danach in dem Punkte, dessen Abscisse und Ordinate gleich dem jedesmaligen Barometerstande b ist, da natürlich, wenn innerer und

äußerer Druck einander gleich sind, auch der Druck in der Mündungsebene dieselbe Größe haben muß. So wie aber bei constantem äußerem Drucke der innere Druck steigt, nimmt auch der in der Mündungsebene sofort zu, wenn auch unbedeutend. Sein Wachsen erfolgt anfangs nahezu nach einer geneigten Geraden. Wenn der innere Druck ungefähr gleich dem doppelten äußeren geworden ist, steigt die Curve in einer scharfen Krümmung, um sich dann jedenfalls asymptotisch an eine durch den Nullpunkt des Coordinatensystems gehende Gerade anzulegen. Dem letzten Theile des Verlaufes scheinen zwar die den höchsten beobachteten Pressungen zugehörigen Punkte zu widersprechen, es scheint da vielmehr die Curve wieder steiler ansteigen zu wollen. Die in Tabelle II dargestellten Werthe verlaufen auch ähnlich. Ich halte aber doch das asymptotische Anlegen für das Richtige. Einmal ist nämlich eine spätere Zunahme des Verhältnisses von $p' : p_2$ an und für sich unwahrscheinlich, da dann bei höheren Pressungen verhältnißmäßig weniger ausströmen würde. Sodann sind gerade bei höheren Pressungen, in Folge der Widerstände des zur Bestimmung von p' benutzten Hebermanometers, zu große Resultate zu erwarten. Bei einigen der nicht mitgetheilten, weil mißglückten, Versuche habe ich auch eine viel geringere Abweichung von der Geraden gefunden. Endlich stimmen die auf die Annahme eines asymptotischen Anlegens gestützten und später noch mitzutheilenden Schlüsse ganz gut mit anderweitigen Beobachtungen über die Ausflußmenge. Ein Gesetz für diese Curve auf theoretischem Wege zu entwickeln, ist mir nicht gelungen. Dagegen wird sie sich angenähert durch eine Exponentialgröße oder einen Logarithmus darstellen lassen. Die Aufstellung einer solchen empirischen Gleichung habe ich aber nicht versucht. Es spielt nämlich bei der Bestimmung der Constanten derselben der äußere Druck jedenfalls eine wichtige Rolle, und da sind die Schwankungen des Luftdruckes zu gering, um ihren Einfluß mit einiger Sicherheit constatiren zu können. Zur künstlichen Steigerung oder Verringerung des äußeren Druckes fehlen mir leider noch Apparate.

Die Curve läßt sich aber auf andere Art sehr bequem angenähert darstellen. Das Anlegen an die Asymptote erfolgt nämlich so schnell, daß man schon von einem inneren Drucke gleich etwa dem doppelten äußeren an die Curve durch ihre Asymptote ersetzen kann. Das vordere Stück könnte man etwa durch eine Parabel, oder einfacher, wenn auch ungenauer, durch eine schräge Gerade darstellen. Ich habe ferner noch die in Tabelle III angegebenen, bei einem Barometerstande von 725,3 mm angestellten, Versuche graphisch aufgetragen; die betreffenden Punkte sind mit III bezeichnet. Bei den in Tabelle I mitgetheilten Versuchen war der Barometerstand 715,4 mm bis 715,8 mm, wenigstens bei den hier allein in Betracht kommenden geringeren Pressungen. Nun konnte ich in der Zeichnung die mit p' bezeichnete Curve für den mittleren Züricher Barometerstand von 720 mm eintragen, wobei ich mich aber mehr an die mit kleinerer Mündung gefundenen, sonach sichereren, Resultate der Tabelle I gehalten habe. Die hieraus abgemessenen Coordinaten des ersten Theiles der Curve habe ich später benutzt und theile sie erst dort mit (Tabelle IV). Die Richtung der Asymptote dagegen, die ich als vom Barometerstande oder äußeren Drucke unabhängig voraussetze, ist genauer aus den Tabellenwerthen für $p' : p_2$ berechnet. Wegen der Unsicherheit der bei höherem Drucke angestellten Versuche habe ich dabei die ersten Werthe fortgelassen, und die späteren nur so weit benutzt, als sie noch keine entschiedene Zunahme zeigen. Danach ist der für höhere Pressungen als constant anzusehende Werth des Verhältnisses $p' : p_2$ der Mittelwerth aus:

Tabelle I,	Versuch	2— 4 mit:	0,57664
„ II,	„	7—16 „	0,57670
		Summe	1,15334.

Das giebt als Mittelwerth für $p > 2b$:

$$\frac{p'}{p_2} = 0{,}5767. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Auf die Temperatur im Inneren des Ausflußgefäßes scheint es dabei fast gar nicht anzukommen, wenigstens schließen die einzelnen Versuche so gut aneinander an, daß daraus ein Einfluß der Temperatur nicht nachgewiesen werden kann. Allerdings nimmt dieselbe auch während eines Versuches nicht bedeutend ab, im Maximum etwa um 10° C.

Vergleicht man mit diesen Resultaten die Napier'sche Hypothese, so zeigt sich dieselbe zwar nicht als richtig, doch kann man sie als die einfachste Annäherung an das wahre Gesetz auffassen, indem sie die Curve durch eine horizontale und eine durch den Nullpunkt gehende Gerade ersetzt (allerdings unter der mir sehr wahrscheinlichen Annahme, daß sich bei Dampf ein analoges Verhalten des Druckes in der Mündungsebene zeigt). Bei seiner Versuchsmethode konnte übrigens Napier jedenfalls nur schwer das genauere Gesetz finden. Seine entscheidendsten Versuche hat er*) bei constantem innerem Drucke von 4 Atm. angestellt, während er den äußeren Druck bei einem Versuche zwischen 2,0667 und 0,7333, bei einem anderen zwischen 1,8000 und 0,4667 Atm. variiren ließ. In diesen Intervallen hat er die Ausflußmenge vom äußeren Drucke unabhängig gefunden. Da man nun für Dämpfe eine ganz analoge Formel für G aufstellen kann, wie sie in den Gleichungen 2 und 3 dieser Abhandlung für permanente Gase angegeben ist (es steht nur statt $\varkappa$ der Exponent der adiabatischen Curve der gesättigten Dämpfe), so muß man aus diesen Versuchen schließen, daß für alle die angewandten äußeren Pressungen das Verhältniß

*) Vergl. meine oben citirte Abhandlung über die Napier'schen Ausflußversuche im XVII. Bd. 1871 dieser Zeitschrift, Tabelle II.

$p' : p_2$, also mit p_2 auch p', constant gewesen sei. Der größte äußere Druck aber, den Napier erzeugte, ist nur wenig größer als die Hälfte des inneren. Nun wird sich die Curve bei einem inneren Drucke gleich etwa dem doppelten äußeren voraussichtlich immer schon nahe genug an die Asymptote angelegt haben, um mit ihr identificirt werden zu können. Bei kleineren äußeren Pressungen ist das dann erst recht der Fall. Demnach müssen bei allen Napier'schen Versuchen die den verschiedenen äußeren Pressungen entsprechenden Curven bei der Abscisse gleich dem constanten inneren Drucke durch nahezu denselben Punkt gegangen sein, d. h. Napier mußte seine Hypothese bestätigt finden. Hätte er denselben Versuch bei noch höheren äußeren Pressungen, mit genügend kleinen Abstufungen derselben, fortgesetzt, so wäre er wohl auf die Ungenauigkeit seiner Annahme aufmerksam geworden. Uebrigens scheint der constante Grenzwerth von $p' : p_2$ bei Dampf kleiner zu sein, als bei atmosphärischer Luft; wenigstens folgt aus der einzigen von Napier untersuchten gut abgerundeten Mündung mit ganz kurzer cylindrischer Verlängerung (Taf. V der eben citirten Abhandlung) als Mittelwerth für Dampf ungefähr:

$$\frac{p'}{p_2} = 0{,}534.$$

Die anfangs erwähnten Hypothesen nehmen also an, daß das Verhältniß $p_1 : p_2$, oder richtiger $p' : p_2$, niemals kleiner werden könne, als derjenige Werth desselben, welcher den in Gleichung 3 enthaltenen Ausdruck

$$\psi = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n+1}{n}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

zu einem Maximum macht. Durch Differenziation ergiebt sich der Grenzwerth zu:*)

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{n}{n-1}}.$$

Wäre diese Hypothese richtig, so müßte man aus dieser Gleichung den einem beobachteten Grenzwerthe von $p_1 : p_2$ entsprechenden Ausflußexponenten n berechnen können. Für den bei der gut abgerundeten Mündung gefundenen Werth von 0,5767 (Gl. 4) findet sich dann durch Probiren ungefähr $n = 1{,}14$. Da aber der Widerstandscoefficient

$$\zeta = \frac{\varkappa - n}{\varkappa(n-1)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

ist,**) so ergäbe sich für die gut abgerundete Mündung bei Luft der enorme Werth von angenähert

$$\zeta = 1{,}4,$$

während derselbe bei Wasser nur gleich 0,063 ist. Ich schließe daraus, daß der Grenzwerth, welchem sich das Verhältniß von $p' : p_2$ jedenfalls asymptotisch nähert, mit dem Maximum von ψ in gar keiner Beziehung stehen kann. Er muß von anderen Umständen abhängig sein.

Darüber existirt auch schon eine Hypothese. Holtzmann*) nämlich vermuthet die größte erreichbare Ausflußgeschwindigkeit gleich der Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Schalles. Er berechnet dann nach dieser Annahme den Grenzwerth zu

$$\frac{p'}{p_2} = 0{,}6065,$$

also zu groß. Es scheint aber diese ganze Anschauung unzulässig zu sein.

Man kann nun noch einen ganz anderen Grenzwerth für die Ausflußgeschwindigkeit der Luft angeben, und zwar auf Grund der von Clausius, Krönig, Joule u. A. genauer entwickelten Theorie über den Molekularzustand der permanenten Gase.**) Danach muß man annehmen, daß die Moleküle sich in verhältnißmäßig sehr großen mittleren Entfernungen von einander befinden. Sie bewegen sich aber ununterbrochen geradlinig, bis sie auf ein anderes Molekül oder auf eine feste Wand getroffen sind. Dann prallen sie mit einem vollkommen elastischen Stoße ab. Der Druck p des Gases gegen eine feste Wand (gemessen in Kilogr. auf den Quadrat-Meter) ist eine Folge dieser Stöße und hängt mit der in 1 Cub.-Met. enthaltenen Masse, M, und der mittleren constanten Geschwindigkeit u der einzelnen Moleküle so zusammen, daß

$$p = \frac{1}{3} M u^2$$

ist. Man sagt dann gewöhnlich, es sei, als ob ein Drittheil der ganzen Masse mit der Geschwindigkeit u normal gegen die Wand stoßen und von ihr die mechanische Arbeit

$$2 \cdot \frac{M}{3} \cdot \frac{u^2}{2}$$

empfangen würde. Man kann die Größen aber auch anders zusammenfassen und schreiben:

$$p = M\left(\frac{u}{\sqrt{3}}\right)^2.$$

Dann läßt es sich so auffassen, als ob sich die ganze Masse mit der Geschwindigkeit $u : \sqrt{3}$ gegen die Wand bewegen würde. Ist die letztere nun absolut fest, so kehrt die Masse mit derselben Geschwindigkeit um. Kann dagegen, in Folge geringeren äußeren Gegendruckes, die Wand zurück-

*) Vergl. Zeuner, „Neue Darstellung der Vorgänge beim Ausströmen der Gase und Dämpfe aus Gefäßmündungen." Civiling. Bd. XVII. 1871. Gl. 46.

**) S. Gl. 24 derselben Abhandlung.

*) „Lehrbuch der theoretischen Mechanik." S. 375 u. f.

**) Vergl. Clausius, „Abhandlungen aus der mechanischen Wärmetheorie." Nro. XIV.

weichen, so ist das nicht mehr der Fall, und wenn, um gleich zur Grenze überzugehen, der äußere Druck gleich Null ist, so wird die Masse ungehindert mit ihrer Geschwindigkeit

$$w = \frac{u}{\sqrt{3}}$$

weiter gehen; und das muß die größte erreichbare Ausflußgeschwindigkeit sein. Der Grenzwerth des Druckes p' würde sich dann so einstellen, daß dieses w nie überschritten werden kann.

Nun läßt sich u durch die Temperatur T ausdrücken. Bezeichnet nämlich v das specifische Volumen des Gases, so ist

$$M = \frac{1}{g\,v}.$$

Damit schreibt sich

$$p = \frac{u^2}{3g\,v},$$

und da für permanente Gase

$$p\,v = R\,T$$

ist, so wird

$$w_{max} = \frac{u}{\sqrt{3}} = \sqrt{g\,R\,T.}$$

Setzt man die Constanten $g = 9{,}81$ und $R = 29{,}272$ (für atmosph. Luft) ein, und bezeichnet die innere Temperatur mit T_2, so erhält man

$$w_{max} = 16{,}946\,\sqrt{T_2}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Man kann nun auch aus Gl. 1 w als Function der Temperatur ausdrücken. Setzt man nämlich $p_2 v_2 = R\,T_2$ vor die Klammer unter der Wurzel, und nimmt auf Widerstände keine Rücksicht, so daß

$$p_2 v_2^{\varkappa} = p_1 v_1^{\varkappa}$$

wird, so findet man nach einfacher Reduction

$$w = \sqrt{2g\,\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\,R\,T_2\left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]};$$

und das giebt für den experimentell gefundenen Grenzwerth von

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{p'}{p_2} = 0{,}5767$$

für die größte Ausflußgeschwindigkeit

$$w_{max} = 17{,}092\,\sqrt{T_2}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Die Werthe aus Gl. 7 und 8 stimmen so gut mit einander überein, daß ich diese Anschauung für die richtige halte. Es ist mir aber noch nicht gelungen, auf dieselbe gestützt, den Grenzwerth von $p' : p_2$ direct zu berechnen. Vielleicht ist es dabei mehr als Zufall, daß der beobachtete Werth von

$$\frac{p'}{p_2} = 0{,}5767$$

fast genau gleich

$$\frac{1}{\sqrt{3}} = 0{,}57735$$

ist. Hoffentlich gelingt es noch einmal, diese Uebereinstimmung zu beweisen.

Nachdem das Gesetz der Druckänderung in der Mündungsebene angenähert experimentell ermittelt ist, kann durch andere Versuche der **Ausflußexponent** n bestimmt werden. Beobachtet man nämlich direct das bei einem gewissen inneren Drucke in einer Secunde ausgeströmte Luftgewicht G, so kann man aus Gleichung (3) n berechnen, da dann alle übrigen darin vorkommenden Größen als bekannt anzusehen sind. Weil aber n doch nur auf dem Wege des Probirens zu finden geht, so will ich lieber eine Hypothese über den Werth des Ausflußexponenten voranschicken, und nachher die sich aus derselben ergebenden Rechnungsresultate mit den Ergebnissen von Versuchen vergleichen.

Die Hypothese gründe ich auf die bekannten Vorgänge beim Ausflusse des Wassers, aber nicht durch einfache Uebertragung der dort gefundenen Widerstandscoefficienten auf Luft. Ich schließe vielmehr folgendermaßen: Die beim Ausströmen des Wassers auftretenden Widerstände reduciren nur seine Geschwindigkeit, und es läßt sich bekanntlich der Widerstandscoefficient durch den Geschwindigkeitscoefficienten allein ausdrücken. Auf eine etwaige Contraction kommt es dabei gar nicht an. Bei **Wasser** haben nun zahlreiche Versuche ergeben, daß bei der **gut abgerundeten Mündung** und bei der **Mündung in dünner Wand** die Geschwindigkeits- und also auch die Widerstandscoefficienten fast genau **gleich** sind. Da aber bei der **Mündung in dünner Wand** gar keine Mündungswandungen vorhanden sind, die dem austretenden Strahle einen Reibungswiderstand entgegenstellen könnten, so wird der doch vorhandene Widerstand nur dadurch hervorgebracht werden können, daß **innere Kräfte**, mit denen die Wasserelemente auf einander einwirken, bei der Hinbewegung nach der Mündung überwunden werden müssen. Die Uebereinstimmung des Widerstandscoefficienten bei den beiden Arten von Mündungen zeigt dann, daß bei der **gut abgerundeten Mündung** der Einfluß der Wandungen verschwindend klein ist, und daß auch bei dieser der Widerstand ausschließlich durch die zu überwindenden **inneren Kräfte** hervorgebracht wird. Bestätigt wird diese Anschauung auch dadurch, daß das **cylindrische Ansatzrohr mit Abrundung**, eine durch ein kurzes cylindriches Rohrstück verlängerte gut abgerundete Mündung, denselben Widerstandscoefficienten zeigt.

Beim Ausströmen von **Luft** und anderen permanenten Gasen darf man nun ganz analog erwarten, daß die Wandungen einer **gut abgerundeten Mündung** ohne merk-

baren Einfluß sein werden, so daß also auch nur innere Kräfte zu überwinden bleiben würden. Diese sind aber bei permanenten Gasen bekanntlich als verschwindend klein anzusehen, weil sich die einzelnen Moleküle in, verglichen mit ihrer eigenen Größe, so bedeutenden Entfernungen von einander befinden, daß sie keine merkbaren gegenseitigen Krafteinwirkungen ausüben können. Wenn nun weder durch die Mündungswandungen, noch durch die inneren Kräfte merkbare Widerstände zu erwarten sind, so werden beim Ausströmen der Luft durch gut abgerundete Mündungen und Mündungen in dünner Wand überhaupt keine Widerstände auftreten können. Es wird sich danach der Ausflußexponent, durch Umkehrung von Gleichung 6, für $\zeta = 0$ zu

$$n = \varkappa$$

ergeben, und man kann also zur Berechnung der Ausflußmenge sofort Gl. 2 benutzen.

Diese Gleichung läßt sich aber noch auf eine zur Vergleichung mit den Beobachtungen bequemere Form bringen, indem man das specifische Volumen v durch die leicht meßbare Temperatur T ersetzt. Aus der bekannten Beziehung bei permanenten Gasen

$$p v = R T$$

ergiebt sich nämlich der in Gl. 2 auftretende Quotient

$$\frac{p_2}{v_2} = \frac{p_2^2}{R T_2}.$$

Dann kann man p_2 vor das Wurzelzeichen nehmen, und, wenn man noch wie früher

$$\psi = \left(\frac{p'}{p_2}\right)^{\frac{2}{\varkappa}} - \left(\frac{p'}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

setzt, so wird das in einer Secunde durch jeden Quadratmeter Mündungsquerschnitt ausströmende Luftgewicht:

$$\frac{G}{F} = p_2 \sqrt{\frac{2g}{R} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot \frac{\psi}{T_2}}.$$

Setzt man die constanten Größen $g = 9{,}81$, $\varkappa = 1{,}41$, $R = 29{,}272$ (für atm. Luft) ein, und multiplicirt rechts mit $13{,}596$, um direct aus den Tabellen p_2 in Millimetern Quecksilbersäule einführen zu können, so wird

$$\frac{G}{F} = p_2 \sqrt{426{,}093 \frac{\psi}{T_2}}. \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Aus dieser Gleichung berechnet sich für eine bestimmte innere Temperatur und einen vorhandenen äußeren Druck die Ausflußmenge als Function des inneren Druckes, da mit diesen beiden Pressungen der Druck in der Mündungsebene und daher auch ψ als bekannt anzusehen ist. Die Curve

$$\frac{G}{F} = F(p_2)$$

ist in der Figur 3 angegeben und zwar für die Mittelwerthe für Zürich von $b = 720$, $T_2 = 273 + 15$. Ihr Verlauf ist folgender:

So lange bei höheren Pressungen das Verhältniß $p' : p_2$ und damit auch ψ angenähert constant bleibt, ändert sich bei constanter innerer Temperatur T_2 das Wurzelzeichen ebenfalls nicht, und $G : F$ läßt sich durch eine durch den Nullpunkt gehende Gerade darstellen. Die Gleichung derselben muß dann die Form

$$\frac{G}{F} = m p_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

haben, wobei für den Grenzwerth von $p' : p_2 = 0{,}5767$: $\psi = 0{,}067748$, und damit

$$m = \frac{5{,}3728}{\sqrt{T_2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

wird. Speciell für eine mittlere Temperatur von $T_2 = 273 + 15$ erhält man

$$m = 0{,}3166.$$

Für kleinere Pressungen, und zwar beginnend ungefähr bei $p_2 = 2\,b$, befolgt die Curve ein anderes Gesetz. Man muß dann die Werthe von p' aus der Figur entnehmen und $G : F$ berechnen. In Tabelle IV sind die betreffenden Größen für einige Werthe von p_2 zusammengestellt. Es hat sich dann gezeigt, daß sich dieser Theil der Curve sehr genau durch eine Parabel von der Gleichung

$$\left(\frac{G}{F}\right)^2 = a(p_2 - b) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Tabelle IV.

No.	p_2	p'	ψ	$\frac{G}{F}$	a
1	1450	836,0	0,067732	459,1	288,6
2	1400	811,0	0,067668	443,0	288,6
3	1350	792,0	0,067418	426,4	288,5
4	1300	778,0	0,066948	409,1	288,6
5	1250	768,0	0,066178	391,1	288,6
6	1200	760,5	0,065039	372,2	288,7
7	1150	755,0	0,063405	352,2	288,5
8	1100	750,0	0,061217	331,0	288,4
9	1050	745,0	0,058369	308,6	288,5
10	1000	741,0	0,054562	284,1	288,3
11	950	737,0	0,049644	257,5	288,2
12	900	733,0	0,043303	227,8	288,3
13	850	729,5	0,034996	193,4	287,8
14	800	725,5	0,024396	152,0	288,7
15	750	722,0	0,010424	93,1	289,2
16	720	720,0	0	0*	0:0
				Mittel:	288,5

darstellen läßt, und sind daher die hieraus berechneten Werthe von a für $T_2 = 273 + 15$ auch in der Tabelle IV aufgenommen. Sie zeigen sich wirklich als fast genau constant.

Die Parabel mit dem Mittelwerthe der Tabelle I von $a = 288{,}5$ würde aber die für höhere Pressungen geltende Gerade $G:F = 0{,}3166\, p_2$ nicht berühren, sondern dicht unter ihr hingehen. Will man doch einen continuirlichen Linienzug haben, so muß man a etwas ändern. Man kann es berechnen, weil eine Berührung bei der Abscisse $p_2 = 2b$ auftreten müßte. Für diesen Werth von p_2 müssen dann die beiden Gleichungen 11 und 13 gleiche Werthe von $G:F$ ergeben, d. h. es muß sein:

$$\left(\frac{G}{F}\right)^2 = (m.2b)^2 = a(2b - b).$$

Daraus folgt allgemein:

$$a = 4m^2 b, \qquad \ldots \ldots \quad (14)$$

und speciell für die der Tabelle zu Grunde liegenden Werthe von $T_2 = 273 + 15$, $m = 0{,}3166$, $b = 720$:

$$a = 288{,}678,$$

ein von dem Tabellenwerthe so wenig abweichendes Resultat, daß man unbedingt diese berührende Parabel substituiren kann. Das ist auch in der Figur 3 geschehen. Die so erhaltene Curve für $G:F$ ist natürlich, ebenso wie die Curve der p', nur als Annäherung an das wahre Gesetz anzusehen; jedenfalls findet auch hier ein asymptotisches Anlegen an die Gerade statt.

Durch einfache Combination der Gleichungen 11 und 12 einerseits und 12 bis 14 andererseits findet man dann folgende Formeln für das **Ausströmen der atmosphärischen Luft aus gut abgerundeten Mündungen in die freie Atmosphäre:**

für $p_2 > 2b$:

$$\frac{G}{F} = 5{,}3728\, \frac{p_2}{\sqrt{T_2}}, \quad \ldots \ldots \quad (I)$$

für $p_2 < 2b$:

$$\frac{G}{F} = 10{,}7456 \sqrt{\frac{b(p_2 - b)}{T_2}} \ldots \ldots \quad (II)$$

Dabei ist p_2 **und** b **in Millimetern Quecksilber** einzusetzen; — will man dagegen die **Pressungen in Atmosphären** zu 760^{mm} einführen, so muß man die Werthe mit 760 multipliciren und erhält:

$$\frac{G}{F} = 4083{,}33\, \frac{p_2}{\sqrt{T_2}} \quad \ldots \ldots \quad (I^a)$$

und

$$\frac{G}{F} = 8166{,}66 \sqrt{\frac{b(p_2 - b)}{T_2}}. \quad \ldots \quad (II^a)$$

Es ist nun sehr wahrscheinlich, daß die gefundenen Resultate nicht nur für das Ausströmen in die Atmosphäre gelten, sondern auch in einen Raum mit einer beliebigen anderen, aber constanten Pressung p_1, und würde dann nur diese anstatt b in die Gleichungen einzusetzen sein.

Die Zulässigkeit der Hypothese, daß man beim Ausströmen der atmosphärischen Luft aus gut abgerundeten Mündungen die Widerstände gänzlich vernachlässigen könne, sowie die genügende Genauigkeit der zuletzt entwickelten Näherungsformeln müssen allerdings erst auf experimentellem Wege nachgewiesen werden. Eine große Anzahl einschlagender Versuche, namentlich auch bei bedeutend höheren Pressungen, als die älteren Experimentatoren erreichten, sind noch in der letzten Zeit seiner hiesigen Wirksamkeit von Hrn. Geh. Bergrath Prof. **Zeuner** angestellt worden. Art und Zweck dieser Versuche hat Hr. **Zeuner** in der schon oben herangezogenen Abhandlung entwickelt und auch die Beobachtungsresultate von einem cylindrischen Ansatzrohre mitgetheilt. Die übrigen Resultate hat er mir dann mit dankenswerthester Freundlichkeit zur weiteren Verwerthung überlassen. In diesem umfangreichen Material sind auch drei gut abgerundete Mündungen enthalten. Leider konnte ich die Resultate der mittelsten derselben, von $5{,}827^{mm}$ Durchmesser, nicht benutzen. Ich habe nämlich **nachträglich** gefunden, daß dieselbe wegen zu geringer Wanddicke am äußersten Theile (sie ist aus einem auf eine Platte aufgelötheten Rohre gebohrt) bei der Bearbeitung eine zwar geringe, aber doch mit dem Greifcirkel deutlich merkbare **Divergenz** bekommen hatte. Daher strömt durch sie weniger aus, als dem allein genau meßbaren äußeren Durchmesser entspricht. Die beiden anderen Mündungen dagegen konnte ich gut verwerthen.

Gelegentlich meiner Druckbestimmungen habe ich diesen Versuchen noch einige wenige bei höherem Drucke, der mittelst eines inzwischen angeschafften neuen Manometers erreichbar wurde, so wie auch bei ganz geringem Ueberdrucke hinzugefügt. Endlich habe ich noch die **Weisbach**'schen, im XII. Band. (1866) dieser Zeitschrift veröffentlichten Versuche zur Vergleichung herangezogen, soweit wenigstens, als bei denselben eine gut abgerundete Mündung benutzt worden ist.

Die sämmtlichen Versuche sind in folgener Art angestellt. Der Kessel wurde mit Luft vollgepumpt, die Temperaturausgleichung abgewartet, der **Anfangsdruck** p_2 im Inneren notirt, und dann die Mündung während einer genau gemessenen Zeit geöffnet. Diese Zeitbestimmungen sind bei den Versuchen von Hrn. Prof. **Zeuner** und von mir auf electrischem Wege selbstthätig mit der schon oben erwähnten Schreibuhr vorgenommen worden. Der Secundenzeiger derselben springt alle 0,2 Secunden, so daß genauere Beobachtungen nicht möglich sind. Wenn sich doch an einigen Stellen Zehntheile von Secunden angegeben finden, so hat das seinen Grund darin, daß die Theilung der Uhr nicht genau, und die Bewegung des Zeigers nicht ganz gleichförmig war. Bei

manchen Versuchen blieb es deshalb zweifelhaft, welches Fünftel galt, und es ist bei diesen das mittlere Zehntel genommen worden.

Im Augenblicke des Hahnschlusses mußte der Druck der Luft p_3 wieder beobachtet werden. Dabei hat sich bei den in Zürich angestellten Versuchen ein eigenthümlicher Einfluß der bewegten Masse des Quecksilbers im Manometer gezeigt, auf den Weisbach bei den geringeren von ihm angewandten Pressungen nicht aufmerksam geworden zu sein scheint. Das Quecksilber hat nämlich im Augenblicke des Hahnschlusses eine gewisse Geschwindigkeit, wird also etwas weiter sinken, als dem geringsten inneren Drucke entspricht, dann steigt es wieder und oscillirt um eine Mittellage. Diese bleibt aber nicht constant, weil in Folge der Wärmemittheilung seitens der Gefäßwandungen an das beim Ausströmen kälter gewordene Gas, Temperatur und Druck im Inneren sofort zu steigen beginnen. Hr. Prof. Zeuner hat nur den tiefsten Stand (p_{min}) und das erste Maximum (p_{max}) beobachten lassen. Ich habe versucht, die Curve der Druckzunahme nach dem Hahnschlusse durch Beobachtung mehrerer Punkte genauer zu bestimmen, und so p_3 auf graphischem Wege zu ermitteln. Es ist mir aber nicht gelungen, ein brauchbares Resultat zu finden; es lassen sich nicht genügend viele Punkte notiren. Daher habe ich den Druck im Augenblicke des Hahnschlusses, p_3, einfach gleich dem arithmetischen Mittel aus dem tiefsten Stande und dem ersten Maximum gesetzt, d. h.

$$p_3 = \frac{1}{2}(p_{min} + p_{max}). \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Bei geringeren Pressungen zeigten sich diese Schwankungen nicht; da blieb das Quecksilber ganz kurze Zeit ruhig, ehe es wieder zu steigen begann; dieser Punkt ist dann als p_3 angenommen.

Es mußte ferner noch die Temperaturausgleichung abgewartet und der dann vorhandene Druck p_1 notirt werden. Diese Ausgleichung geht aber nicht am Thermometer zu beobachten, ein solches ist zu unempfindlich; sie zeigt sich als eingetreten, wenn der Druck nicht weiter steigt.

Die so gefundenen Werthe lassen sich aber noch nicht direct zur Controle der entwickelten Formeln benutzen, denn diese setzen constante innere Pressung voraus, während die Versuche nur bei abnehmendem Drucke anzustellen gehen. Man muß vielmehr erst für jeden Versuch einen mittleren constanten Druck berechnen, der mit p_m bezeichnet werden möge. Derselbe muß so beschaffen sein, daß bei ihm in der nämlichen Zeit das gleiche Luftgewicht ausströmen würde. Die in jeder Secunde durch 1 qm Mündungsquerschnitt ausströmende Luftmenge läßt sich nun bei constantem Drucke nach Gl. 10 in der Form

$$\frac{G}{F} = \alpha \cdot p_2 \sqrt{\frac{\psi}{T_2}}$$

darstellen, wo α eine absolute Constante ist. Bezeichnet man die sämmtlichen veränderlichen Werthe, G, p, T und im Allgemeinen auch ψ, beim Beginne des Versuches mit dem Index 2, die beim Schlusse mit 3, so nehmen die Gleichungen für diese beiden Zeitpunkte die Gestalten

$$\frac{G_2}{F} = \alpha \cdot p_2 \sqrt{\frac{\psi_2}{T_2}}$$

und

$$\frac{G_3}{F} = \alpha \cdot p_3 \sqrt{\frac{\psi_3}{T_3}}$$

an. Sind die Ausflußzeiten nicht zu lang, so kann man mit genügender Annäherung annehmen, der mittlere constante Werth von G : F sei gleich dem arithmetischen Mittel aus diesen beiden, also

$$\frac{G}{F} = \frac{\alpha}{2}\left(p_2 \sqrt{\frac{\psi_2}{T_2}} + p_3 \sqrt{\frac{\psi_3}{T_3}}\right).$$

Es ist nun vortheilhafter, p_m so zu bestimmen, daß man eine Aenderung der inneren Temperatur während des Ausströmens nicht voraussetzt. Man kann zu diesem Zwecke leicht T_3 durch T_2 ausdrücken. Die Erwärmung der Luft im Inneren nach dem Hahnschlusse erfolgt nämlich bei constantem Volumen von p_3 und T_3 auf p_1 und wieder die äußere Temperatur T_2, es muß sonach

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_1}$$

sein, und damit läßt sich die obige Gleichung in die Form bringen:

$$\frac{G}{F} = \frac{\alpha}{\sqrt{T_2}} \frac{1}{2}\left(p_2 \sqrt{\psi_2} + \sqrt{p_1 p_3 \psi_3}\right).$$

Unter Einführung eines Mittelwerthes für p und ψ hätte man dagegen:

$$\frac{G}{F} = \frac{\alpha}{\sqrt{T_2}} p_m \sqrt{\psi_m},$$

sonach müßte sein:

$$p_m \sqrt{\psi_m} = \frac{1}{2}\left(p_2 \sqrt{\psi_2} + \sqrt{p_1 p_3 \psi_3}\right). \quad . \quad (16)$$

Für die höheren Pressungen, bei denen das Verhältniß des Druckes in der Mündungsebene zum inneren Drucke mit genügender Genauigkeit als constant angesehen werden kann, ändert sich auch ψ nicht, man kann dieses dann noch wegheben und erhält einfacher:

$$p_m = \frac{1}{2}\left(p_2 + \sqrt{p_1 p_3}\right). \quad . \quad . \quad . \quad 17)$$

Für kleinere innere Pressungen ist p_m aber bei der Berechnung nach der vorigen Gleichung (16) auf graphischem Wege aus der Curve $y = p\sqrt{\psi}$ interpolirt worden.

Diese Bestimmung von p_m wird um so genauer sein, je geringer die Differenz der Pressungen am Anfange und

Ende des Ausströmens ist. Daher sind für mich die bei den kurzen Ausflußzeiten von 10 Secunden angestellten Zeuner'schen Versuche günstiger, als die Weisbach'schen mit 1 Min. Ich habe im Allgemeinen auch längere Ausflußzeiten benutzt, weil mir die Bestimmung des Druckes in der Mündungsebene Hauptzweck meiner Versuche war. Die mit kleineren Mündungen angestellten Versuche werden auch die zuverlässigeren sein, weil bei diesen in der gleichen Zeit die Drucksenkung ebenfalls geringer ist. Da die Curve des inneren Druckes als Function der Zeit nach unten convex ist, so werden die auf diesem Wege gefundenen Werthe von p_m zu groß sein, und zwar um so mehr, je größer bei einem Versuche die Druckänderung war. Würde man das Gesetz dieser Curve kennen, so könnte man p_m, wenn auch auf umständlicherem Wege, genauer bestimmen. Dieses dürfte aber kaum angebbar sein. Es ist nämlich wesentlich abhängig von der bei der Abkühlung des eingeschlossenen Gases auftretenden Wärmemittheilung seitens der Gefäßwandungen. In der ersten Zeit des Ausströmens sind es jedenfalls diese allein, die Wärme abgeben. Denn da vor dem Beginne des Versuches die Luft innen und außen, und auch die Gefäßwandungen die nämliche Temperatur haben, so müssen sich die letzteren jedenfalls schon bis zu einem gewissen Grade abgekühlt haben, ehe die äußere Luft anfängt, Wärme abzugeben. Der Vorgang geht also jedenfalls nicht so zu beurtheilen, wie der Wärmeübergang z. B. bei Dampfkesseln. Man muß sich daher bis auf Weiteres wohl mit der benutzten oder einer ähnlichen Annäherung von p_m begnügen, also mit Resultaten, die bei bedeutenden Drucksenkungen nicht unerheblich zu groß ausfallen werden. Sonst ist der Einfluß der Wärmemittheilung blos der einer Vergrößerung des Gefäßes während des Ausströmens, es wird der Druck nur langsamer sinken, als ohne dieselbe.

Das während eines Versuches ausgeströmte Luftgewicht läßt sich auch leicht bestimmen. Bezeichnet V das Volumen des Ausflußgefäßes, so ist vor dem Eröffnen des Hahnes ein Luftgewicht $V:v_2$ im Kessel enthalten, am Schlusse $V:v_3$, wenn man die v mit demselben Index bezeichnet, wie die p. Ausgeströmt ist sonach

$$G = \frac{V}{v_2} - \frac{V}{v_3}.$$

Nun ist $p_2 v_2 = RT_2$, und, da sich vom Augenblicke des Hahnschlusses bis zur erfolgten Temperaturausgleichung das specifische Volumen v_3 nicht ändert, $p_1 v_3 = RT_2$. Hieraus v_2 und v_3 eingesetzt, giebt:

$$G = \frac{V}{RT_2}(p_2 - p_1).$$

Ist der Mündungsquerschnitt F qm, die Ausflußzeit t Secunden, so erhält man das wirklich im Mittel in jeder Secunde durch einen Quadratmeter Mündungsfläche ausgeströmte Luftgewicht zu

$$\frac{G}{F} = \frac{V}{RT_2 F} \frac{p_2 - p_1}{t}. \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

Da bei den verhältnißmäßig kleinen Mündungen eine genaue Kenntniß ihrer Durchmesser unerläßlich ist, so habe ich dieselben schließlich, nach mehrfachen anderen Versuchen, auf der der physikalischen Sammlung des Polytechnikums gehörenden Theilmaschine, mit Benutzung des Mikroskopes ausgemessen.*) So kann man die Hundertstel von Millimetern direct ablesen, die Tausendstel noch einschätzen. Eine Wiederholung der Messung, auch in verschiedenen Durchmessern, um einer nicht ganz kreisförmigen Gestalt der Mündungen Rechnung zu tragen, liefert dann genügende Genauigkeit. Nur bei meiner kleineren Mündung ist mir eine genaue Bestimmung auf diesem Wege nicht gelungen, weil bei dem harten Material, aus dem sie gebohrt ist, der Rand einen eigenthümlichen Lichtreflex zeigte, der eine scharfe Einstellung des Fadenkreuzes unmöglich machte. Durch anderweitige Vergleichung mit der von Hrn. Prof. Zeuner benutzten kleinsten Mündung von 4,094 mm Durchmesser hat sich meine als ungefähr 0,01 mm kleiner herausgestellt, so daß ich sie rund zu 4,085 mm angenommen habe. Natürlich sind die mit derselben gefundenen Resultate nicht so zuverlässig.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in den Tabellen V bis X aufgeführt. Die Versuchszeit t ist in Secunden angegeben. Sämmtliche Versuche, mit einziger Ausnahme der Weisbach'schen, sind in der Art angestellt, daß unmittelbar nach erfolgter Temperaturausgleichung von neuem ausströmen gelassen wurde. Somit ist der Ausgleichungsdruck p_1 eines vorhergehenden Versuches gleichzeitig der Anfangsdruck p_2 des nächstfolgenden. Die Tabellen sind nun im Anschlusse an Hrn. Prof. Zeuner so angeordnet, daß das p_1 für einen Versuch immer aus Columne 3 der nächsten Zeile zu entnehmen ist.

Es sind ferner die beobachteten Werthe von p_{min} und p_{max} angegeben. Die übrigen Rubriken enthalten dann die berechneten Größen und zwar zunächst p_3, p_m und $G:F$ nach den Gleichungen 15, 16, 17 und 18. Zur Vergleichung der Versuche mit den theoretischen Resultaten sind die Werthe von $G:F$ nach Gl. 18, der mittlere Barometerstand b und an Stelle von p_2 der mittlere constante innere Druck p_m in die Gl. 11 und 13 eingesetzt und so die in den letzten beiden Columnen der Tabellen enthaltenen Werthe von m und a berechnet worden. Darnach würde also sein:

$$m = \frac{1}{p_m}\frac{G}{F}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

$$a = \frac{1}{p_m - b}\left(\frac{G}{F}\right)^2. \quad . \quad . \quad (20)$$

*) Dadurch ändern sich die von Hrn. Geh. Bergrath Zeuner angegebenen, mit unvollkommeneren Instrumenten bestimmten Mündungsdurchmesser einigermaßen.

Diese Werthe müßten sich nun einmal als constant ergeben und dann auch gleich den theoretisch nach Gl. 12 und 14 berechneten, wenn die aufgestellten Hypothesen richtig sein sollen. Die theoretischen Werthe sind mit m_0 und a_0 bezeichnet und jeder Versuchsreihe vorangestellt. Bei allen Versuchen, bei denen p_2 und p_3 den doppelten Barometerstand 2 b einschließen, sind die Werthe von m und a berechnet, bei den übrigen nur je einer.

Was nun zunächst die Constanz der Werthe betrifft, so ist sie bei m entschieden zu erkennen; es kommen zwar bei derselben Versuchsreihe nicht unbedeutende Differenzen vor, aber namentlich nur bei kürzeren Versuchszeiten. Man muß daher diese Abweichungen als durch ungenaue Zeitbestimmung hervorgebracht annehmen. Da mit der Schreibuhr keine kleineren Zeitabschnitte als 0,2 Secunde beobachtet werden können, so wird ein ebenso großer Fehler in der Zeitbestimmung möglich sein. Das macht aber bei 10 Secunden Ausflußzeit 2 Proc. Berücksichtigt man noch die schon erwähnte nicht besonders genaue Construction der Uhr, so sind die Variationen in den Werthen von m ganz erklärlich. Uebrigens sind sie ganz unregelmäßig und documentiren sich schon dadurch als nicht im Wesen des Ausströmungsprocesses liegend.

Nicht so sicher zeigt sich die Constanz von a, wenigstens lassen drei der Tabellen daran zweifeln. Zunächst scheint a in Tabelle V mit abnehmendem Drucke ebenfalls, wenn auch nur sehr wenig, abzunehmen. Es ist das aber wahrscheinlich Folge der ungenauen, durch graphische Interpolation bestimmten Werth von p_m. Diese Ungenauigkeit wird bei kleinen Pressungen größer, weil man es da mit viel schleifenderen Schnitten zu thun hat. Sie macht sich bei der Berechnung von a auch noch dadurch fühlbarer, daß im Nenner die Dif-

Tabelle V.

d = 4,094 mm. (Versuche von Hrn. Prof. Zeuner).

1. No.	2. t	3. p_2 p_1	4. p_{min}	5. p_{max}	6. p_3	7. p_m	8. $\frac{G}{F}$	9. m	10. a
		I. b = 721,0.	$T_2 = 273 + 17,3$.	$m_0 = 0,3153$.	$a_0 = 286,4$.				
1	10,0	2991,3	2863,7	2871,2	2867,5	2936,3	946,1	0,3223	
2	10,2	2895,3	2772,7	2777,7	2775,2	2841,5	917,9	0,3231	
3	10,0	2800,3	2686,8	2690,8	2688,8	2750,2	876,2	0,3186	
4	10,2	2711,4	2599,1	2603,9	2601,5	2662,2	839,7	0,3154	
5	10,1	2624,5	2516,4	2519,2	2517,8	2577,1	808,9	0,3139	
6	10,0	2541,6	2438,0	2442,6	2440,3	2496,0	797,3	0,3195	
7	10,0	2460,7	2360,2	2366,2	2363,2	2416,9	764,7	0,3164	
8	10,2	2383,1	2286,3	2288,8	2287,6	2340,3	731,5	0,3126	
9	10,2	2307,4	2213,4	2216,4	2214,9	2265,9	709,1	0,3131	
10	10,0	2234,0	2141,6	2145,1	2143,4	2193,4	707,6	0,3227	
11	10,0	2162,2	2070,7	2074,7	2072,7	2123,3	670,2	0,3157	
12	10,0	2094,2	2004,4	2006,9	2005,6	2055,8	637,6	0,3102	
13	10,0	2029,5	1939,1	1941,6	1940,4	1990,8	646,6	0,3249	
14	10,0	1963,9	1877,8	1880,8	1879,3	1927,3	609,1	0,3161	
15	10,0	1902,1	1819,5	1821,5	1820,5	1866,5	596,2	0,3195	
16	10,2	1841,6	1766,2	1768,2	1767,2	1808,3	566,1	0,3131	
17	10,0	1783,0	1708,1	1711,7	1709,9	1750,9	545,0	0,3113	
18	10,0	1727,7	1652,6	1654,1	1653,4	1695,5	537,1	0,3168	
19	10,0	1673,2	1599,9	1602,4	1601,2	1642,0	519,3	0,3163	
20	10,0	1620,5	1550,3	1551,8	1550,8	1590,3	503,6	0,3167	
21	9,8	1569,4	1502,1	1504,4	1503,3	1540,7	486,8	0,3159	
22	10,0	1521,0	1455,2	1457,0	1456,1	1492,8	470,2	0,3149	
23	10,0	1473,3	1409,4	1410,9	1410,2	1445,9	456,4	0,3156	286,9
		1427,0					Mittel:	0,3167	286,9

1. No.	2. t	3. $\frac{p_2}{p_1}$	4. p_{min}	5. p_{max}	6. p_3	7. p_m	8. $\frac{G}{F}$	9. m	10. a
			II. $b = 720{,}6$.		$T_2 = 273 + 13{,}6$.		$a_0 = 290{,}3$.		
1	10,2	1422,6	1362,2	1362,6	1362,4	1396,0	442,5		289,8
2	10,2	1377,4	1319,6	1320,1	1319,9	1351,9	417,9		276,7
3	10,0	1334,7	1276,4	1278,4	1277,4	1309,1	417,2		295,8
4	10,0	1292,9	1239,2	1239,7	1239,5	1268,8	396,4		286,6
5	10,0	1253,2	1201,0	1201,5	1201,3	1229,5	385,4		291,8
6	10,0	1214,6	1165,8	1165,8	1165,8	1192,0	366,4		284,8
7	10,4	1177,9	1128,6	1129,6	1129,1	1155,1	350,4		282,6
8	9,8	1141,4	1096,0	—	1096,0	1119,9	345,4		298,8
9	10,0	1107,5	1063,8	—	1063,8	1086,6	325,5		289,4
10	10,0	1074,9	1035,7	—	1035,7	1055,3	311,6		290,0
11	10,0	1043,7	1009,0	—	1009,0	1025,7	283,6		263,6
12	10,0	1015,3	980,4	—	980,4	997,3	275,6		274,5
13	10,0	987,7	953,8	—	953,8	970,2	263,5		278,2
14	10,0	961,3	925,6	—	925,6	943,3	260,6		305,0
15	10,0	935,2	903,5	—	903,5	919,2	225,7		256,4
16	10,0	912,6	882,9	—	882,9	897,4	221,6		277,7
17	10,0	890,4	863,3	—	863,3	876,4	205,7		271,6
18	10,0	869,8	843,7	—	843,7	856,5	195,7		281,7
19	10,0	850,2	826,1	—	826,1	838,1	179,7		274,7
		832,2					Mittel:		282,6

ferenz $p_m - b$ auftritt, die dann eben sehr klein wird. So erkläre ich mir auch die entschiedene Abnahme von a in Tabelle IX. Der letzte Werth der Tabelle VII, welche die Weisbach'schen Versuche enthält, weicht auch in der Weisbach'schen Berechnung so bedeutend von seinen übrigen ab, daß sich da ein größerer Beobachtungsfehler eingeschlichen zu haben scheint. Die übrigen Tabellen zeigen dagegen eine recht befriedigende Constanz von a, so daß ich die erwähnten Abweichungen nur als Folge von Ungenauigkeiten in der Berechnung ansehe. Ich halte demnach die von mir vorgeschlagene Annäherung der Curve $\frac{G}{F} = F(p_m)$ durch ein Stück einer Parabel und eine dieselbe berührende Gerade, wenigstens bei practischen Rechnungen, für vollkommen zuläßig.

Zur Prüfung der Richtigkeit meiner Hypothese über die verschwindende Kleinheit der Widerstände werden, wie schon erwähnt, diejenigen Versuche die geeignetsten sein, bei welchen die Drucksenkung am geringsten war, weil bei diesen die Bestimmung des mittleren constanten Druckes am genauesten möglich ist. Ich habe oben nachgewiesen, daß, wenn in Folge längerer Versuchszeit oder größeren Mündungsquerschnittes die Drucksenkung zunimmt, der Werth von p_m aus den Gleichungen 16 und 17 sich zu groß ergeben muß. Da er aber in den Ausdrücken für m und a (Gl. 19 und 20) im Nenner vorkommt, so werden diese zu klein ausfallen müssen, und zwar um so kleiner, je größer die Drucksenkung ist. Zur besseren Uebersicht habe ich nun in Tabelle XI, ungefähr nach der Größe der Drucksenkung geordnet, die Werthe von m, m_0, a, a_0 und ihre Verhältnisse $\frac{m}{m_0}$ und $\frac{a}{a_0}$ zusammengestellt. Als Versuchszeit t ist das ungefähre Mittel der betreffenden Reihe aufgeführt.

Die Abnahme der Werthe von $m : m_0$ und $a : a_0$ mit zunehmender Drucksenkung wird durch die beiden letzten Columnen vollständig bestätigt. Den zu erwartenden numerischen Betrag der Abnahme, wenigstens von $m : m_0$, zeigen die Versuche IX und X, die mit derselben Mündung, aber bei verschiedenen Ausflußzeiten angestellt sind. Es sinkt der Werth von 0,990 und 0,989 bei 15 Secunden auf 0,977 bei 54 Secunden Ausflußzeit. Leider sind sonst diese numerischen Werthe nicht ganz zuverlässig, da d nicht genau auszumessen ging. Die übrigen Werthe von $m : m_0$ liegen sämmtlich innerhalb dieser Grenzen, und der kleinste unter denselben, von 0,979 aus Tabelle VIII, entspricht noch größeren Drucksenkungen, als bei den Versuchen aus Tabelle X vorkamen. Bei den in dieser Hinsicht zuverlässigsten Resultaten der

Tabelle VI.*)

$d = 7{,}020^{mm}$. (Versuche von Hrn. Prof. Zeuner.)

1. No.	2. t	3. p_2 / p_1	4. p_{min}	5. p_{max}	6. p_3	7. p_m	8. $\frac{G}{F}$	9. m	10. a
I. $b = 722{,}4$. $T_2 = 273 + 15{,}1$. $m_2 = 0{,}3165$. $a_0 = 289{,}5$.									
1	10,0	2977,1	2629,9	2652,5	2641,2	2826,6	897,1	0,3175	
2	10,0	2711,5	2395,7	2418,8	2407,3	2574,9	816,0	0,3170	
3	10,0	2469,9	2183,7	2201,8	2192,8	2346,0	736,9	0,3142	
4	10,0	2251,7	1980,2	1995,7	1988,0	2136,4	665,1	0,3113	
5	10,0	2054,8	1806,8	1820,9	1818,9	1950,8	606,2	0,3108	
6	9,9	1875,3	1647,5	1658,1	1652,8	1778,1	566,0	0,3183	
7	10,0	1709,4	1502,8	1514,3	1508,6	1621,7	504,3	0,3109	
8	9,9	1560,1	1371,6	1380,2	1375,9	1479,3	466,5	0,3154	287,6
		1423,4					Mittel:	0,3144	287,6
II. $b = 722{,}3$. $T_2 = 273 + 15{,}1$. $a_0 = 289{,}5$.									
1	9,9	1423,3	1255,0	1261,0	1258,0	1349,1	419,9		281,3
2	10,0	1300,2	1145,9	1150,4	1153,2	1231,2	380,3		284,2
3	10,0	1187,6	1051,9	1055,0	1053,5	1123,1	337,8		284,7
4	10,0	1087,6	968,5	—	968,5	1028,5	300,2		294,4
5	10,2	998,7	896,7	—	896,7	947,0	253,0		284,8
6	10,0	922,3	837,4	—	837,4	880,3	212,2		284,9
		859,5					Mittel:		285,7

Tabelle VII.**)

$d = 10{,}02^{mm}$. (Versuche von Hrn. Prof. Weisbach.)

1. No.	2. t	3. p_2	4. p_3	5. p_1	6. p_m	7. $\frac{G}{F}$	8. m	9. a
I. $b = 733{,}0$. $T_2 = 273 + 27{,}0$. $m_0 = 0{,}3102$. $a_0 = 282{,}1$.								
1	60	1756,5	1393,5	1441,0	1585,4	482,8	0,3042	272,9
2	60	1513,0	1205,5	1241,5	1364,7	415,1	0,3042	272,8
3	60	1297,5	1043,0	1071,5	1173,8	345,5		270,8
4	60	1113,0	910,0	929,5	1012,8	280,5		281,2
5	60	993,0	832,0	847,5	912,8	222,4		275,1
						Mittel:	0,3042	274,6
II. $b = 742{,}1$. $T_2 = 273 + 26{,}5$. $a_0 = 286{,}1$.								
1	60	841,6	757,2	768,8	798,8	111,5		188,9

*) Die Werthe von G : F aus dieser Tabelle sind in Fig. 3 eingetragen und habe ich gerade diese gewählt, weil m_0 und a_0 noch am besten mit den der Figur zu Grunde gelegten Werthen übereinstimmen.

**) Bei diesen Versuchen war das Volumen des Kessels V = 4,6720 Cub.-Meter.

Tabelle VIII.

$d = 7{,}314^{mm}$. (Eigene Versuche.)

1. Ro.	2. t	3. $\frac{p_2}{p_1}$	4. p_{min}	5. p_{max}	6. p_3	7. p_m	8. $\frac{G}{F}$	9. m	10. a
		$b = 725{,}3$.	$T_2 = 273 + 14{,}6$.		$m_0 = 0{,}3167$.		$a_0 = 291{,}2$.		
1	29,2	3419,3	2394,0	2415,1	2404,5	2951,7	910,3	0,3084	
2	29,2	2566,6	1796,1	1813,6	1804,8	2214,1	690,2	0,3117	
3	29,4	1920,4	1345,9	1356,4	1351,1	1653,4	512,4	0,3099	282,9
4		1437,1	(Uhr	versagt.)					
5	29,4	1097,3	821,5	823,6	822,5	939,0	241,3		272,5
		869,7					Mittel:	0,3100	277,7

Tabelle V hat sich m sogar noch etwas größer als m_0 ergeben.

Zu Tabelle X ist noch zu bemerken, daß dabei eine etwas andere Versuchsmethode angewendet wurde. Es sind das nämlich die schon in Tabelle I dargestellten Versuche. Bei denselben ist p_{min} und p_{max} nicht beobachtet worden, sondern es wurde noch unmittelbar vor dem Hahnschlusse eine Drucknotirung vorgenommen, und dieser Druck ist als p_3 aufgeführt. Da aber nachher, wenn auch nur auf Bruchtheile einer Secunde, noch Luft ausgeströmt ist, so wird G dem beobachteten p_3 und t gegenüber zu groß sein. Derselben Abweichung unterliegt dann m, und der diesen Versuchen entsprechende Werth von $m : m_0$ wird eigentlich etwas kleiner sein, als 0,977. Der Einfluß stärkerer Drucksenkung ist dann also noch etwas größer, und die vorhandene Abnahme des Werthes von $m : m_0$ um so eher bei den übrigen Versuchen aus diesem Grunde zu erklären.

Die Werthe von $a : a_0$ zeigen auch eine ganz entsprechende Aenderung, aber in etwas höherem Grade und nicht so regelmäßig, als die von $m : m_0$, weil die Bestimmung der a eine viel schwierigere ist. Die Werthe von a aus Tabelle IX und VII II, sind, als zu unsicher, gar nicht mit aufgenommen, ebenso die aus Tabelle X, wegen Unsicherheit von d. Die ganze Tabelle VII gehört eigentlich auch nicht in diese Zusammenstellung, da Weisbach mit einem bedeutend größeren Kessel gearbeitet hat; trotz größter Mündung und längster Ausflußzeit sind daher die zugehörigen Verhältnißwerthe doch nicht die kleinsten. — Die Versuche stimmen also mit den unter Vernachlässigung der Widerstände erhaltenen Formeln ganz befriedigend überein.

Würde man, wie es gewöhnlich noch geschieht, den Widerstandscoefficienten für atmosphärische Luft gleich dem für Wasser, also

$$\zeta = 0{,}063$$

setzen, so würde durch Umkehrung von Gleichung 6 der Ausflußexponent

$$n = 1{,}377$$

werden. Damit ergäbe sich für Tabelle V

$$m_0 = 0{,}3040$$

und

$$\frac{m}{m_0} = 1{,}037,$$

eine stärkere Abweichung, als sie sonst in der ganzen Zusammenstellung in Tabelle XI vorkommt. Jedenfalls sind die Widerstände bei Luft also wesentlich geringer, als bei Wasser, und gestützt auf alle bisherigen Erwägungen und Versuchsresultate glaube ich mich sogar zu der gemachten Annahme berechtigt, **daß man für technische Rechnungen beim Ausströmen der atmosphärischen Luft durch gut abgerundete Mündungen die Widerstände vollständig vernachlässigen darf.***) Man kann dann also

*) Während des Druckes wurde ich durch meinen hiesigen Collegen, Hrn. Prof. d. Physik Müller, auf eine in den Mémoires de l'academie des sciences, t. XXXII, 2. Th. veröffentlichte Arbeit Regnault's „Ueber die Ausdehnung der Gase" aufmerksam gemacht, welche die Zulässigkeit dieser Hypothese vollkommen bestätigt. Versuche über die Wärmeerscheinungen beim Ausströmen von Gasen durch silberne Capillarröhren, führen Regnault zu dem Schlusse (S. 665), „daß, wenn sich ein Gas, sogar mit großer Geschwindigkeit, längs ausgedehnten Wandungen hinbewegt, keine merkbare Wärmeerzeugung auftritt, welche man der Reibung der Gasmoleküle an diesen Wandungen zuschreiben könnte." Und weiter S. 667: „Meiner Meinung nach wird durch die Reibung zweier Körper nur dann Wärme erzeugt, wenn ihre Moleküle nicht frei sind, d. h. wenn sie unter dem Einfluße irgend einer gegenseitigen Anziehungskraft stehen." Bei der atm. Luft ist diese Kraft verschwindend klein und daher die doch erzeugte „Wärme so gering, daß sie unseren Beobachtungsmitteln entgeht."

Tabelle IX.

d = 4,085 mm (nicht ganz sicher). (Eigene Versuche.)

1. No.	2. t	3. $\frac{p_2}{p_1}$	4. p_{min}	5. p_{max}	6. p_s	7. p_m	8. $\frac{G}{F}$	9. m	10. a
I. $b = 724{,}1$. $T_2 = 273 + 12{,}6$. $m_0 = 0{,}3179$.									
1	8,4	3414,8	3285,9	3304,0	3295,0	3361,5	1099,9	0,3272	
2	10,2	3322,5	3184,7	3194,7	3189,7	3263,7	1010,8	0,3096	
3	15,0	3220,1	3027,3	3042,3	3034,8	3137,4	974,1	0,3105	
4	14,8	3074,9	2889,9	2903,5	2896,7	2995,4	947,9	0,3165	
5	15,0	2935,5	2759,1	2768,6	2763,9	2859,0	899,6	0,3147	
6	14,8	2801,4	2633,3	2639,8	2636,6	2728,6	858,4	0,3146	
7	15,0	2675,1	2509,9	2515,9	2512,9	2604,0	819,1	0,3146	
8	15,0	2553,0	2394,6	2402,7	2398,7	2485,3	779,9	0,3138	
9	15,0	2436,7	2283,3	2291,4	2287,4	2371,4	748,7	0,3157	
10	15,0	2325,1	2180,1	2188,6	2184,4	2263,6	703,4	0,3107	
		2220,2					Mittel:	0,3148	
II. $b = 723{,}1$. $T_2 = 273 + 12{,}8$. $m_0 = 0{,}3178$.									
1	14,6	2218,2	2081,3	2087,8	2084,6	2159,8	687,8	0,3185	
2	15,0	2118,4	1987,1	1992,6	1989,9	2062,2	644,5	0,3125	
3	14,6	2022,3	1897,8	1903,9	1900,8	1969,1	626,4	0,3181	
4	15,0	1931,4	1812,1	1817,1	1814,6	1880,2	588,2	0,3128	
5	14,8	1843,7	1730,4	1733,9	1732,2	1794,8	569,1	0,3171	
6	15,0	1760,0	1651,2	1655,7	1653,5	1713,4	531,7	0,3103	
7	15,0	1680,3	1577,5	1581,0	1579,3	1636,0	510,8	0,3122	
8	15,0	1604,1	1505,3	1509,8	1507,6	1561,8	487,7	0,3123	
		1531,4					Mittel:	0,3142	
III. $b = 715{,}0$. $T_2 = 273 + 13{,}5$. $a_0 = 288{,}2$.									
1	20,4	807,8	771,9	—	771,9	789,6	141,4		268,0
2	20,6	779,0	749,9	—	749,9	764,3	114,4		265,5
3	20,0	755,6	734,1	—	734,1	744,9	85,3		243,3
4	20,0	738,5	723,3	—	723,3	731,5	60,2		219,6
5	20,0	726,5	717,2	—	717,2	722,0	38,1		207,4
		718,9							

direct nach den mit I und II bezeichneten, oben angegebenen Formeln rechnen.

Wenn man doch durch frühere Versuche erhebliche Widerstände gefunden zu haben glaubte, so liegt der Grund davon darin, daß man bei der Nachrechnung nach Gl. 2 oder anderen Formeln den Druck in der Mündungsebene gleich dem äußeren Drucke gesetzt hat, eine Annahme, die ich, wenigstens für die gut abgerundete Mündung, als entschieden nicht richtig gefunden habe. Bei anderen Mündungen verhält es sich voraussichtlich ganz analog. Diese Druckzunahme in der Mündungsebene darf man aber nicht etwa als Folge eines Mündungswiderstandes ansehen, sie hängt jedenfalls von ganz anderen Ursachen ab. Sie muß ja auch bei höheren inneren Pressungen angenommen werden, wenn

Tabelle X.

$d = 4{,}085^{mm}$ (nicht ganz sicher). (Eigene Versuche.)

1. No.	2. t	3. p_2 / p_1	4. p_3	5. p_m	6. $\frac{G}{F}$	7. m	8. a
I. $b = 719{,}0$. $T_2 = 273 + 13{,}7$. $m_0 = 0{,}3173$. $a_0 = 289{,}6$.							
1	61,0	3366,4	2697,2	3054,8	946,3	0,3098	
2	53,8	2790,4	2286,1	2557,1	796,9	0,3116	
3	53,8	2362,8	1937,2	2166,0	672,6	0,3105	
4	54,2	2002,0	1643,5	1835,5	567,4	0,3091	
5	54,6	1695,1	1390,8	1552,7	481,1	0,3097	277,6
6	54,2	1432,8	1180,1	1310,3	401,0		271,9
		1216,0			Mittel:	0,3101	274,7
II. $b = 715{,}7$. $T_2 = 273 + 13{,}6$. $a_0 = 288{,}8$.							
1	54,0	1216,8	1010,8	1111,5	329,9		275,0
2	53,6	1038,8	880,4	952,0	255,7		276,7
		902,1			Mittel:		275,8

Tabelle XI.

Tabelle No.	Reihe.	t	d	m	m_0	a	a_0	$\frac{m}{m_0}$	$\frac{a}{a_0}$
V.	I.	10	4,094	0,3167	0,3153	286,9	286,4	1,004	1,00
"	II.	"	"	—	—	282,6	290,3	—	0,97
VI.	I.	"	7,020	0,3144	0,3165	287,6	289,5	0,993	0,99
"	II.	"	"	—	—	285,7	289,5	—	0,98
VIII.	—	29	7,314	0,3100	0,3167	277,7	291,2	0,979	0,95
IX.	I.	15	4,085	0,3148	0,3179	—	—	0,990	—
"	II.	"	"	0,3142	0,3178	—	—	0,989	—
X.	I.	54	"	0,3101	0,3173	—	—	0,977	—
VII.	I.	60	10,02	0,3042	0,3102	274,6	282,1	0,981	0,97

man aus den Ausflußformeln keine widersinnigen Resultate erhalten will.

Mit diesen Untersuchungen halte ich natürlich die Frage über das Ausströmen der Luft aus gut abgerundeten Mündungen noch durchaus nicht für endgiltig erledigt. Vielmehr beabsichtige ich, sie selbst später wieder aufzunehmen und gleichzeitig mit anderen Mündungen experimentell weiter zu verfolgen. Vorher muß ich aber noch einige Umänt an den Apparaten vornehmen, so daß bis dahin vor lich längere Zeit vergehen wird. Ich habe aber doch jetzt gefundenen Resultate für wichtig genug gehalten, einstweilen zu veröffentlichen.

Zürich, im Juni 1873.

Die Eindeichung und Trockenlegung der Caymen-Pablacker Niederung.

Artikel II. Das Wasserhebungswerk zu Julienhöhe.

Von

Kopka,
Civilingenieur in Goslar a. H.

(Hierzu Tafel 3, 4, 5, 6—7.)

Es wurde schon im Artikel I, woselbst die Deiche, Canäle und Wehre der Caymen-Lablacker Niederung beschrieben wurden, darauf hingewiesen, daß das zur Entwässerung und Trockenhaltung der gedachten Niederung erforderliche Wasserhebungswerk anderen Bedingungen zu genügen hatte, als dergleichen Werke in sonstigen Fällen zu erfüllen haben.

Namentlich wurde durch den Umstand, daß die Niederung keine ringsum eingedeichten Polder bildet, sondern die Zuflüsse aus einem ziemlich bedeutenden Seitenterrain in sich aufnehmen muß, die Berechnung der zu fördernden Wassermassen schwieriger, als in den gewöhnlichen Fällen, wo der Wasserförderungsmaschine nur die Aufgabe zufällt, einen ringsum geschlossenen Polder trocken zu halten.

Ebenso wurde durch die von den Niederungsbewohnern gestellte Forderung, daß das ganze Terrain den Winter über unter Wasser bleiben, und Letzteres von dem Beginn des Graswuchses in kürzester Frist herausgeschafft werden sollte — die Anordnung des ganzen Werkes wesentlich verschieden von derjenigen anderer, lediglich auf permanente Trockenhaltung der Niederungsländereien berechneter Wasserhebungswerke. Während bei solchen für geschlossene Polder construirten Werken eine mehr regelmäßige, nur bei starkem atmosphärischen Niederschlage sich etwas steigernde Wasserförderungsarbeit zu verrichten ist, war bei dem vorliegenden Werke zur Zeit der Frühjahrsentwässerung, in Folge der von den Grundbesitzern gestellten vorhin erwähnten Bedingungen und ebenso im Sommer zur Zeit starker Regengüsse, in Folge der erwähnten Zuflüsse aus dem Seitenterrain — die schnelle Entwickelung größerer Arbeitskräfte für die schnell heraus zu fördernden sehr bedeutenden Wassermassen als eine Hauptsache zu betrachten.

Die Anlage der Werke drehte sich daher vornehmlich um die Frage, wie groß die bei sehr starken Regengüssen in der Caymer Niederung, mit Einschluß ihres Seitenterrains, zusammenlaufende Wassermasse sei, oder mit anderen Worten, wie hoch die im Flußgebiete der Beek und des Braftgrabens bei sehr starken Regengüssen niederfallende, in der Niederung sich sammelnde, und von der Schöpfmaschine fortzuschaffende Wassermasse zu veranschlagen wäre. Es bedarf wohl keiner Erwähnung, daß diese Aufgabe unter Berücksichtigung aller Umstände ebenso wichtig wie schwierig war, und daß die Mittel und Wege zu ihrer Lösung keineswegs mannigfaltig, sondern äußerst beschränkt sind.

Im Allgemeinen stehen hierfür nur 4 Wege offen, nämlich:

1. Directe Wassermessung an den Flußmündungen bei starken Regenfluthen und annähernde Berechnung der stärksten, seit Menschengedenken vorgekommenen Fluth aus den gewonnenen Resultaten und den etwa vorhandenen, sich über eine Reihe von Jahren erstreckenden Pegelbeobachtungen.
2. Ermittelung der Wassermasse aus dem höchsten, seit Menschengedenken vorgekommenen, atmosphärischen Niederschlage.
3. Feststellung der in benachbarten, ringsum eingedeichten Niederungen vorgekommenen größten Regenfluth, und annähernde Berechnung auf eine, nach der Landseite offene Niederung.
4. Feststellung der in einer benachbarten offenen Niederung vorgekommenen größten Regenfluth und Annahme einer mit der Fläche proportionalen Wassermasse.

Von diesen Mitteln war jedenfalls das ad 1 angeführte dasjenige, welches die sichersten Resultate versprach, allein seine Anwendung für die Bestimmung der Wassermasse der Caymer-Niederung war von so viel Zufälligkeiten begleitet, daß wenig Hoffnung vorhanden war, es zur Anwendung zu bringen.

Eine directe Wassermessung an den Flußmündungen konnte nur dann Erfolg versprechen, wenn in der Periode von Beschlußfassung des Baues bis zu seinem Angriffe solche Regenfluthen eintraten, die sich der zu erwartenden größten zum mindesten stark näherten. Abgesehen aber davon, daß die Möglichkeit für den Eintritt solcher Fluthen eben nicht groß war, ist zu einer solchen directen Messung unumgänglich erforderlich, daß die Flußmündungen, in denen die Wassermessungen vorgenommen werden sollen, zur Zeit des Eintritts entsprechend starker Regenfluthen, für hydrometrische Operationen zugänglich sind — und daß die Auswässerung der Niederung ganz durch die Flußmündungen, vielleicht auch noch durch einige andere zugängliche Nebenläufe geht.

Ein Blick auf die Karte der Caymer Niederung, und eine Erwägung ihrer Wasserstandsverhältnisse (Artikel I)*) zeigt aber sogleich, daß voraussetzlich des Eintritts einer starken Regenfluth, die Möglichkeit — in den Flußmündungen und etwaigen Nebenläufen Wassermessungen anzustellen — sehr gering ist, indem nur bei niedrigem Haffstande die Flußmündungen zugänglich sind, und im Allgemeinen die Auswässerung der Niederung nicht durch einzelne Flußprofile, sondern fast auf der ganzen Südküste des kurischen Haffs von No. 2 bis 29 und von No. 38—54 des Situationsplanes erfolgt, auf welcher lang ausgedehnten Strecke sich begreiflicher Weise, theils wegen Unsicherheit der Peilung, theils wegen des starken Wellenschlages, keine auch nur einigermaßen werthvolle Wassermessungen anstellen ließen.

Somit war keine Aussicht vorhanden, durch directe Messungen diejenige Wassermasse zu bestimmen, welche bei sehr starken Regenfluthen von der Schöpfmaschine zu bewältigen war, denn es gehörten zu solchen Messungen zwei zufällige Ereignisse — starker Regenfall und niedriger Haffstand — deren gleichzeitiger Eintritt in der Periode, in welcher das Project zu den Maschinen ausgearbeitet werden mußte, schwerlich zu erwarten stand — und in Wirklichkeit in der gedachten Zeit auch nicht vorkam.

Gleichwohl wurde Alles bereit gehalten, um, bei gleichzeitigem Eintritt starker Regenfluthen und kleinem Haffstande, sofort mit hydrometrischen Operationen vorzugehen, und die hierdurch ermittelte Wassermasse mit der, auf anderem Wege nothgedrungen berechneten, zu vergleichen resp. die letztere zu corrigiren und die Maschinen danach zu rectificiren.

*) Civilingenieur, Band XVIII, S. 231, Taf. 15—16.

Letzteres ließ sich leicht dadurch möglich machen, daß mit dem Bau der Kreiselpumpe und der Dampfkessel erst ganz zuletzt vorgegangen wurde, weil man durch Veränderungen im Kreiseldurchmesser und in der Dampfspannung begreiflicherweise es immer noch in der Hand hat, innerhalb gewisser Grenzen die Leistungsfähigkeit der Maschinerie zu vergrößern oder zu verkleinern.

Der Zufall wollte es übrigens, daß im Frühjahre 1857, als bereits die Maschinen, wie auch die Außenwerke im Bau waren, eine günstige Gelegenheit zu solchen directen Wassermessungen eintrat — die auch sofort benutzt wurde — zu Veränderungen in den Maschinen indessen keinen Anlaß gab, weil die gewonnenen Resultate in sehr befriedigender Weise mit der, in anderer Weise berechneten Wassermasse übereinstimmten.

In dem gedachten Frühjahre nämlich, wo wie gewöhnlich die ganze Niederung unter Wasser stand und die projectirte Deichlinie ebenfalls inundirt war, trat ein ziemlich starker Südwind ein, der, in Folge der in Artikel I geschilderten Wasserstandsverhältnisse des kurischen Haffs, die Fluthen desselben nordwärts trieb, und das Wasser an der Südküste abfallen ließ. Nach einigen Tagen lag die ganze projectirte Deichlinie trocken und die beiden Flüßchen Beek und Braftgraben liefen bordvoll aus, so daß die ganze Niederung sich nebst einigen kleinen Nebenläufen vornehmlich durch die Mündungsprofile der gedachten Flüsse entwässerte. Zu gleicher Zeit nahm das Binnenwasser der Niederung Pegelstände an, die sehr nahe denjenigen gleich kommen, welche nach den langjährig angestellten Beobachtungen der bekannten größten Regenfluth entsprechen. In diesem Zustande blieb das Binnenwasser mehrere Tag lang stehen, und man konnte daher die in dieser Zeit pro Secunde ausfließende Wassermasse als sehr nahe übereinkommend mit der bei starken Regenfluthen durch die Maschinen fortzuschaffenden Wassermasse betrachten. Die directe Wassermessung ergab 130 Cub.-Fuß pro Secunde, während die vorher in anderer — in Nachfolgendem näher erörterter — Art und Weise berechnete Wassermasse sich auf 125 Cub.-Fuß calculirte. Die Differenz von 5 Cub.-Fuß konnte natürlicher Weise keinen Anlaß geben, von den projectirten Dimensionen der bereits in Bau begriffenen Maschinen abzuweichen, wie denn auch überhaupt die erwähnte Messung mehr zur Controlle der bereits früher aufgestellten anderweiten Berechnungen dienen konnte.

Es konnte demnach das ad 1 angeführte Mittel zur Vorherbestimmung der Wassermasse nicht gebraucht werden, und ebenso wenig das ad 2 gedachte, nämlich die Bestimmung der Wassermenge aus der Höhe des atmosphärischen Niederschlages.

Es unterliegt wohl keinem Zweifel, vorausgesetzt, daß in einer Gegend seit Jahren genaue Beobachtungen über die Höhe des atmosphärischen Niederschlages und über die Verdunstung angestellt sind, daß man diese Beobachtungen sehr

gut für die Bestimmung der in einer benachbarten Niederung herauszufördernden Wassermasse verwenden kann.

Sämmtliche Regenhöhen des Jahres addirt und davon die Verdunstungshöhe subtrahirt, giebt diejenige Regenhöhe h, welche theils in den Boden einsickert, theils aber abfließen muß. Da man nun bei der Entwässerung von Niederungen mit einem constanten Binnenwasser-Stande (im minimo 1 bis $1^1/_2$ Fuß unter der Erdoberfläche) zu thun hat, und der darunter liegende Boden also vollkommen mit Wasser gesättigt ist, so bleibt für das Einsickern nur eine verhältnißmäßig dünne Schicht übrig, und man kann die Regenhöhe h entweder geradezu oder doch mit einer kleinen Correctur als diejenige annehmen, welche von den Wasserhebungsmaschinen aus der Niederung heraus geschafft werden muß. Bedeutet F die Fläche des Terrains, welches durch die Maschine beherrscht werden soll, so ist Fh die jährlich zu fördernde durchschnittliche Wassermasse.

Verschieden von dieser durchschnittlichen jährlichen Wassermasse ist jedoch diejenige Wassermasse, welche bei starken Wolkenbrüchen u. s. w. von den Schöpfmaschinen aus der Niederung zu schaffen ist, um dieselbe vor momentanen, partiellen Ueberfluthungen zu schützen — und auf diesen Fall müssen die Maschinen begreiflicher Weise vorbereitet sein.

Um über die erforderliche Maschinenkraft zu einem richtigen Urtheil zu gelangen, ist daher vornehmlich die genaue Kenntniß von derjenigen Regenhöhe h' erforderlich, welche nach langjährigen und zuverlässigen Beobachtungen bei den stärksten Regengüssen oder Wolkenbrüchen beobachtet wurde. Diese mit der Fläche F des betreffenden Terrains multiplicirt, giebt die direct in dasselbe gefallene Regenmasse Fh'. Bedeutet endlich t die Zeitdauer der Wolkenbrüche, so wäre $\frac{Fh'}{t}$ diejenige Wassermasse, welche in der Zeiteinheit von den Maschinen aus der Niederung zu schaffen ist, um den Binnenwasserstand, trotz des Regens, bei seinem normalen Stande festzuhalten. Da indessen in den allermeisten Fällen ein Steigen des Binnenwassers bis auf eine gewisse, der Oertlichkeit gemäß, leicht festzustellende Höhe zulässig ist, so ist es nicht nöthig, daß die Zeit t derjenigen gleich sei, welche die Maschinen zur Herausschaffung der Regenfluth brauchen, und man kann die letztere erheblich größer als t annehmen und sie, unter n eine durch Erfahrung festzustellende Zahl verstehend, = nt setzen.

Hiernach ist das von den Maschinen in der Zeiteinheit zu fördernde Regenwasser $= \frac{Fh'}{nt} + V$, wenn man unter V diejenige Wassermasse sich vorstellt, welche aus dem Seitenterrain durch Flüsse, Bäche und Gräben außerdem noch in die Niederung gelangt. Diese Wassermasse V ist indessen, wenn directe Messungen nicht ausführbar sind, und ihre Bestimmung ebenfalls aus den beobachteten Regenhöhen erfolgen soll, eine so unsichere Zahl, daß, wenn V gegen $\frac{Fh'}{nt}$ eine erhebliche Größe bildet, die ganze Berechnung nach dem atmosphärischen Niederschlage unzuverlässig wird — so daß man von dieser Berechnungsweise im Grunde nur dann Gebrauch machen kann, wenn V gegen $\frac{Fh'}{nt}$ unerheblich ist.

Um nämlich V in vorgedachter Weise zu bestimmen, hätte man zunächst h' mit der Fläche F' des ganzen Flußgebietes der Zuläufe, oder des nach der Niederung abwässernden Seitenterrains zu multipliciren, um die Wassermasse V' zu erhalten, welche momentan außerhalb der Niederung bei heftigen Wolkenbrüchen u. s. w. niederfiele. Von V' ginge ab die Wassermasse V^2, welche sofort in den Boden sinkt und je nach der Beschaffenheit desselben außerordentlich verschieden ist, und es bliebe dann als Zufluß in die Niederung die Wassermasse $V^3 = V' - V^2$ übrig. Davon sehr verschieden ist die Wassermasse V, welche in der Zeiteinheit von den Maschinen zu heben ist, um das Binnenwasser auf seinem normalen Stand zu halten, resp. es bis zu seiner äußersten zulässigen Höhe anwachsen zu lassen.

Zunächst nämlich treffen die Gewässer nicht vollkommen gleichzeitig mit der Wassermasse $\frac{Fh'}{nt}$ zusammen, denn sie bedürfen einer größeren, schwer zu berechnenden Zeit, um erst in die Niederung zu gelangen, und treffen daher vor den Schöpfwerken später ein, als die ersten direct in die Niederung gefallenen Regenmassen, so daß die Werke in der ersten Zeit nur dem Andrange der Letzteren, in der darauf folgenden Zeit aber dem vereinten Andrange beider Fluthen zu widerstehen haben.

Wie viel nun aber von V^3 in der Zeiteinheit in dieser Periode vor den Schöpfwerken anlangt, hängt so sehr von der Formation der ganzen Gegend, von der Verzweigung der Binnengräben und Canäle, von deren Reinhaltung, von Stürmen und andern zufälligen Ereignissen ab, daß sich dieser Gegenstand aller Berechnung entzieht.

Da nach den früheren Berichten über die Caymer Niederung, die aus dem Seitenterrain zuströmende Wassermasse V einen Hauptfaktor der totalen Wassermasse bildet, überdies zu jenen Zeiten keine zuverlässigen Beobachtungen über die Regenhöhen vorlagen, so konnte von dem ad 2 gedachten Mittel kein Gebrauch gemacht werden, und mußte aus obigen Gründen von der Berechnung der Wassermasse aus dem atmosphärischen Niederschlage Abstand genommen werden.

Aus denselben Gründen — nämlich weil die aus dem Seitenterrain in die Niederung kommende Regenmasse verhältnißmäßig sehr groß gegen die in die Niederung selbst fallende Regenmasse war — konnte auch von dem ad 2 angeführten Mittel kein Gebrauch gemacht werden, obwohl sich

Gelegenheit zur Bestimmung der, in einer ringsum eingedeichten Niederung, oder in einem einzelnen Polder einfallenden, Regenmasse in der nicht allzuweit entfernten Elbinger Niederung darbot.

Wenngleich nicht direct zu dem vorliegenden Thema gehörig, so wird es doch nicht ohne Interesse sein, wenn Verfasser die in der Elbinger Niederung gemachten Erfahrungen über die zur Trockenlegung der Polder erforderliche Maschinenkraft anführt, und einen Vergleich mit der in anderen Niederungen aufgewendeten Maschinenkraft anstellt.

Bis zur Mitte der fünfziger Jahre unseres Jahrhunderts wurde die Elbinger und Marienwerder Niederung, deren Eindeichung und Einpolderung zum großen Theil schon zur Zeit des deutschen Ordens begonnen war, lediglich durch sogenannte Wasser-Ausmahlmühlen entwässert und trocken gehalten. Diese Ausmahlmühlen wurden durch Windkraft getrieben und kann man sich eine ziemlich genaue Vorstellung davon machen, wenn man sich eine gewöhnliche sogenannte Holländer Windmühle mit drehbarer Haube und vollständigem Ruthenzeuge denkt. Die stehende Welle dieser Mühle auch „Kaiserstiel" genannt, an der sonst die Transmission für die Mahlgänge angeschlossen ist, geht indessen hier durch alle Stockwerke hinab bis in das Niveau der Niederung, und treibt hier durch eine meistens sehr einfache Transmission die eigentliche Wasserförderungsmaschine. Fast ausschließlich (Verfasser fand nur in der Dallstädter Niederung eine Wasserschnecke) wurde hierzu das Wurfrad benutzt und war dasselbe durchweg nach ein und demselben System construirt und unmittelbar neben der Mühle, meistens ohne alle Bedachung, aufgestellt. Für diesen Zweck wurde der Zuleitungscanal dicht an das Fundament der Mühle herangeführt und zog sich hier bis zur Breite des Wurfrades (14 bis 18 Zoll) in dem sogenannten Wassergange zusammen. Der Wassergang war durch zwei parallele Bohlwerke gebildet, deren sauber gearbeitete Beplankung mit einem Spielraume von circa $^1/_4$ Zoll sich den Schaufeln des Wurfrades näherte, während die Sohle des Wasserganges gegen den Auslauf hin ganz ähnlich gebildet war, wie ein gewöhnliches Kropfgerinne. Der Wassergang mit dem Kropfgerinne schloß gegen das Vorwasser der Niederung durch die sogenannte „Wachtthüre" ab, die in nichts anderem bestand, als in einer Klappe — ähnlich wie die hängenden Klappen an Schleußen 2c. Da jedoch die Breite dieser Klappe nur 14—18 Zoll (nämlich die gleiche Breite, wie der Wassergang) ihre Höhe aber 6—10 Fuß (nämlich vom höchsten Vorwasser bis zum höchsten Punkte des Kropfes) betrug, so war es allgemein üblich und auch zweckmäßig, daß man die Klappe nicht um die horizontale Oberkante, sondern um eine der verticalen Seitenkanten drehen ließ — wodurch sie ganz und gar die Form einer, nach dem Vorwasser hin aufschlagenden, Thüre bekam. In Verbindung mit dem in dortiger Mundart gebräuchlichen Ausdruck „Wacht" für „Woge" erhielt diese Klappe den oben angeführten Namen „Wachtthüre".

Die Wurfräder selbst waren zwar nur in Holz, aber in sehr zweckmäßiger Weise construirt. Auf der liegenden Welle war ein doppeltes Armgeviert angebracht, welches durch starke Bohlen in seinen 4 Quadranten versperrt war. In diese Bohlen waren die Fußenden der Schaufeln verzapft, während ihre Enden durch kreisförmige, an den Hauptarmen befestigte Zangen gefaßt wurden. Somit war die Construction durchaus fest und solide — ließ sich indessen nur in dem Falle anwenden, wenn man die Schaufelbreite so klein annahm — daß jede Schaufel aus einem einigen Stücke, der Breite nach, hergestellt werden konnte. Auf diese Weise war man genöthigt, die Breite der Wurfräder und des Wasserganges nur so hoch anzunehmen, als die Breite der Bohlen betrug, deren man habhaft werden konnte. Diesem Umstande hat das vorhin angeführte Breitenmaß von 14—18 Zoll seine Entstehung zu verdanken.

Dies System war bis zu dem vorhin angeführten Zeitpunkte durchweg in Gebrauch, bekam aber durch einen in jener Zeit eintretenden Bruch der Weichsel-Dämme eine andere Gestaltung. Der gedachte Weichsel-Durchbruch war einer der verheerendsten, die je vorgekommen waren, indem außer den Hauptdeichen noch eine große Menge von Nebendeichen durchbrochen wurde, und die meisten Polder unter Wasser kamen. Nachdem die Weichsel einen kleineren Wasserstand eingenommen, ging man sofort an die Schließung der Dämme und an die Fortschaffung der in den Poldern stehengebliebenen Wassermassen. Es zeigte sich aber sehr bald, daß die bisherigen Wasserausmahlmühlen, die bis dahin die permanente Trockenhaltung besorgt hatten, für den vorliegenden Zweck bei Weitem nicht ausreichend waren, und entschloß man sich theilweise, die Windmühlen außer Activität zu setzen und neben den Wurfrädern Dampfmaschinen aufzustellen. Dieselben wurden fast alle von Elbinger Maschinenfabriken und namentlich von der Schirhau'schen geliefert und legten in kurzer Zeit die Ländereien trocken. Zu gleicher Zeit aber fand die Anwendung des Dampfes statt der unzuverlässigen Windkraft einen so großen Anklang unter den Niederungsbewohnern, daß in den folgenden Jahren allmälig alle Windmühlen beseitigt, und fast in allen Poldern Dampfmaschinen aufgestellt wurden.

Die Elbinger Fabriken gingen bei Bemessung der Pferdekraft für diese Maschinen von gewissen Erfahrungszahlen aus, und wurde namentlich dabei angenommen, daß man zur Trockenhaltung eines kulmischen Morgens bei 4—6 Fuß Förderhöhe circa $^1/_2$ Pferdekraft bedürfe.

Bei dem gegenwärtig vorliegenden Entwässerungsprojecte des Zuyder Sees hat man nach den bei dem Harlemer Meer angestellten Beobachtungen ähnliche Erfahrungszahlen

gefunden, und soll dort 1 Pferdekraft für 67 Hektaren bei circa 1 Meter Hub ausreichend erachtet werden.

Nimmt man die Förderhöhe in den Weichselniederungen im Durchschnitt zu $1^2/_3$ Meter an, so trifft dort — da die in jener Gegend zu damaliger Zeit landesübliche kullmische Hufe nahezu doppelt so groß, wie die preußische — also ungefähr mit 60 preuß. Morgen zu berechnen ist:

$^1/_2$ Pferdekraft auf 60 preuß. Morgen, oder

$^1/_4$ Pferdekraft auf 30 preuß. Morgen.

Der preuß. Morgen ist aber $= 0{,}2553$ Hektare, daher

$^1/_4$ Pferdekraft auf $30 . 0{,}2553 = 7{,}659$ Hektaren

bei $1^2/_3$ Meter Förderhöhe trifft. Dieses ist gleichbedeutend mit

1 Pferdekraft auf 30,736 Hektaren bei $1^2/_3$ Meter Hub,

und mit

1 Pferdekraft auf 51,2 Hektaren bei 1 Meter Hub.

Diese große Mißstimmung von 15,8 Hektaren mit den Erfahrungen am Harlemer Meer, woselbst — wie angeführt — pro 1 Pferdekraft 67 Hektaren gerechnet werden, hat ohne Zweifel ihren Grund in der Verschiedenheit der Arbeitseinheiten, die man in den verschiedenen Ländern auf eine Pferdekraft rechnet. Wenn Verfasser annehmen darf, daß man bei den Ermittelungen am Harlemer Meer die Pferdekraft zu 75 Kilogramm-Meter angenommen hat, so findet eine bessere Uebereinstimmung in der Anzahl der Hektaren, die auf die Pferdekraft treffen, in beiden Fällen statt.

In den preußischen Ostsee-Provinzen rechnete man nämlich zu jener Zeit, als die erwähnten Ermittelungen angestellt wurden, die Pferdekraft zu 400 Fuß-Pfund, wobei als Gewichtseinheit das Zollpfund = 2 Kilogr.. und als Längeneinheit der preuß. Fuß $= 0{,}3139$ Meter zu Grunde gelegt war. Hiernach hatte die Pferdekraft nur:

$$400 \text{ Fußpfund} = \frac{400}{2} . 0{,}3139 = 63{,}8 \text{ Kilogr.-Meter},$$

welche für 51,2 Hektaren ausreichend waren, und es müßten demnach 75 Kilogr.-Meter auf 60,2 Hektaren treffen.

Unter diesen Umständen würden

beim Harlemer Meer	pro 1 Pferdekraft	67	Hektaren,
bei den Weichselniederungen	„ 1 „	60,2	„

zu rechnen sein, und mithin eine aus der Oertlichkeit leicht erklärbare Differenz von nur 6,8 Hektaren stattfinden.

Bei der Caymen-Lablacker Niederung, bei der — wie bereits erwähnt — der ganze Zufluß aus dem Seitenterrain von der Schöpfmaschine zu bewältigen ist, gestalten sich diese Zahlen begreiflicher Weise erheblich anders, und lassen sich dieselben aus den früheren Berichten leicht herleiten.

Es stellt sich nämlich eine secundliche Wasserförderung von 60 Kub.-Fuß bei 1 Meter Hub in gewöhnlichen Fällen, wo das in das Seitenterrain fallende Regenwasser langsam der Niederung zufließt, und später als das eigentliche Niederungswasser an den Schöpfwerken eintrifft, als genügend heraus und kann man diesen Zustand nahe übereinstimmend mit den Verhältnissen eines ringsum eingedeichten Polders annehmen.

Es sind nun

$$90 \text{ Kub.-Fuß} = 0{,}0309 \times 90 = 2{,}781 \text{ Kub.-Meter}$$

und die hierbei verrichtete secundliche Arbeit:

$$= \frac{2{,}781 . 1000}{75} = 37 \text{ Pferdekraft in runder Zahl.}$$

Die Fläche der Niederung beträgt 11000 preuß. Morgen oder

$$11000 . 0{,}2553 = 2808{,}3 \text{ Hektaren}$$

und es treffen mithin

auf 1 Pferdekraft à 75 Kilogr. Meter 75,6 Hektaren.

Ganz anders gestaltet sich dagegen dies Verhältniß bei starken Regenfluthen, wo das Wasser aus dem Seitenterrain rapide in die Niederung strömt, und sehr bald vereint mit dem eigentlichen Niederungswasser an die Schöpfwerke gelangt.

Hier war nach den früheren Berichten eine secundliche Wasserförderung von 125 Kub.-Fuß bei einer durchschnittlichen Förderhöhe von 1 Meter erforderlich, um das Austreten der Binnengräben und Flüsse zu verhüten.

Es sind aber:

$$125 \text{ Kub.-Fuß preuß.} = 125 . 0{,}0309 = 3{,}8625 \text{ Kub.-Meter}$$

und daher die secundliche Arbeit:

$$= \frac{3{,}8625 . 1000}{75} = 51{,}5 \text{ Pferdekraft à 75 Kilog.-Met.}$$

Die Niederungsfläche beträgt nach dem Vorigen 2808,3 Hektaren, daher auf 1 Pferdekraft

$$\frac{2808{,}3}{51{,}5} = 54{,}5 \text{ Hektaren treffen.}$$

Wie in dem Vorhergehenden nachgewiesen, ließ sich also auf dem gewöhnlichen Wege eine Vorherbestimmung der in der Caymen-Lablacker Niederung bei stärksten Regenfluthen von den projectirten Wasserhebungswerken zu fördernden Wassermasse nicht ausführen, und es mußte daher in einer etwas außergewöhnlichen Art und Weise hiermit vorgegangen werden.

Die benachbarte Pegelniederung, welche bisher noch nicht eingedeicht war, und in die sich zur Zeit starker Regengüsse die Fluthen aus dem Seitenterrain in ganz derselben Weise ergossen, wie dieses bei der Caymer Niederung der Fall war, befand sich mit dieser außerdem noch in ganz denselben Rückstau- und Sommerfluthverhältnissen, hatte aber für auszuführende hydrometrische Operationen den Vortheil, daß sich bei allen Wasserständen — selbst den höchsten — stets noch Flußprofile vorfanden, die zugänglich waren, und in denen sich daher Wassermessungen vornehmen ließen.

Ganz besonders eigneten sich hierzu gewisse Profile von

Königsberg, nämlich der Litthauer-Baum und die sogenannte Hohe-Brücke.

Der Pregel theilt sich nämlich vor Königsberg in zwei Arme, von denen der eine sich längs dem Nordabhange des Pregelthales hinzieht, und beim Litthauer-Baum in die Stadt eintritt, während der andere sich an dem Südabhange des Pregelthales hält und innerhalb der Stadt überbrückt ist.

Der sogenannte Litthauer-Baum im Nordarm des Pregels besteht in einer Absperrung des Flusses, behufs Einziehung der Steuern von den mit Fracht beladenen Schiffen, welche den Riemen herab in den Pregel, und von da nach Königsberg kommen. Diese Absperrung besteht in quer durch den Strom gerammten, etwa 35 Fuß auseinander stehenden starken Pfählen, zwischen denen Schwimmbalken liegen, welche die Passage absperren. Durch Ausschwenken derselben wird die Durchfahrt frei, und es können die Schiffe nach Berichtigung ihrer Steuern in Königsberg einfahren.

Es bildete somit der Litthauer-Baum ein für hydrometrische Arbeiten vollständig zugerichtetes Profil, indem die Pfähle gewisse Sectionen abtheilten und die Schwimmbäume die gerade durch das Profil gehende Linie markirten.

Ganz ähnlich wurde durch die Joche der in Holz gebauten Hohen-Brücke ein für hydrometrische Arbeiten gut vorgerichtetes Profil gewonnen, und somit war Verfasser im Stande, fast bei allen Pegelständen Wassermessungen vorzunehmen, und die hier durchgehenden Wassermassen zu beobachten.

Da nun, wie gesagt, die Niederung an den Landseiten offen ist, und nach den früheren Berichten Perioden vorkommen, in denen sich der Pegel ausschließlich nach dem frischen Haffe auswässert und die Deime-Mündung nicht benutzt, so lag die Möglichkeit vor, durch Benutzung solcher günstiger Perioden die Wassermasse des ganzen Pregelflußgebietes oberhalb Königsberg, bei gewissen Pegelständen, in den gedachten beiden Flußprofilen zu messen.

Solche Perioden aber waren gerade nicht schwierig zu finden, denn nach den früheren Berichten wässert der Pregel bei starkem Südsturm durch die Deime ins kurische Haff — bei starkem Nordsturm in das frische Haff — aus, indem im ersten Falle der Rückstau im frischen Haffe, im zweiten der Rückstau im kurischen Haffe den Abfluß verhindert.

Es wurde auch angeführt, daß dieser Rückstau bei sehr heftigem Sturm so stark wird, daß die Gewässer des frischen Haffs rückwärts durch Pregel und Deime nach dem kurischen Haff und umgekehrt gehen.

Um nun möglichst genau die Wassermassen des ganzen Pregelflußgebietes in den gedachten beiden Profilen zu beobachten, mußten die Messungen zur Zeit des Nordwindes angestellt werden und womöglich in solchen Momenten, bei denen in der Deime weder eine Vor-, noch Rückwärtsströmung zu bemerken war.

Die Operationen wurden dadurch begünstigt, daß solche Momente bei der Frühjahrsauswässerung sehr oft eintreten, und daß sich die Beobachtung des Deimewasser sehr bequem an den über dieselbe gehenden Brücken, durch einfache Schwimmer, bewerkstelligen ließ.

Verfasser hatte nun, da, wie nachgewiesen, von den andern Hilfsmitteln kein Gebrauch gemacht werden konnte, den Plan, die Wassermasse des ganzen Pregel-Flußgebietes oberhalb Königsberg bei einem Pegelstande zu beobachten, welcher der höchsten bekannten Sommerfluth gleich kam, sodann möglichst genau den Flächen-Inhalt des gedachten Flußgebietes zu ermitteln und für die größten Sommerfluthmassen der Caymer Niederung einen, dem Flußgebiet der Beek und des Brastgrabens proportionalen, Theil von den Fluthen des Pregel-Flußgebietes anzunehmen.

Da nun aber keine Aussicht dafür vorhanden war, daß in der Zeit, welche zur Aufstellung des Bauprojectes disponibel war — eine der höchsten Sommerfluthen eintreten würde — so blieb nichts übrig, als für diese einen entsprechenden Pegelstand während der Frühjahrsauswässerung zu substituiren, und die bei demselben gefundenen Resultate für diejenigen der höchsten Sommerfluth einzusetzen.

Nach den seit etwa 30 Jahren durch die Strombaubehörden angestellten Pegelbeobachtungen lag die höchste Sommerfluth

bei 9′ 6″ Königsberger Pegel (Litthauer-Baum) und
bei 12′ 5″ Tapianer Pegel

und entsprechen allemal auch bei der Frühjahrsentwässerung einem Wasserstand von 9′ 6″ am Pegel bei Königsberg, einem solchen von 12′ 5″ am Pegel zu Tapian.

Gefälle und Fluthprofil der höchsten Sommerfluth war daher vollkommen gleich mit einem Frühjahrswasserstande von 9′ 6″ Königsberger Pegel, und man war daher berechtigt, auch die Wassermassen beider nahezu gleich anzunehmen, d. h. die hydrometrischen Operationen bei 9′ 6″ Frühjahrswasser vorzunehmen, und die hierbei ermittelte Wassermasse als diejenige zu betrachten, welche bei den größten Sommerfluthen im Flußgebiete des Pegels zusammenlief.

Die Messungen wurden mit dem Woltmann'schen Flügel in der Art ausgeführt, daß das Flußprofil in Sectionen, sowohl der Breite als auch der Tiefe nach, zerlegt und in jeder Section die mittlere Geschwindigkeit gemessen wurde. Diese mit dem Querschnitte der betreffenden Section multiplicirt gab die Wassermasse einer Section, und die Summe der Wassermassen aus allen Sectionen gab die ganze durch das Profil gehende Wassermasse.

Die Messungen ergaben pro Secunde:

im nördlichen Pregelarm	5116	Kub.-Fuß
im südlichen Pregelarm	4524	„
in Summa	9640	Kub.-Fuß.

Die etwas weitläufige Ermittelung des Flußgebietes des

Pregels schloß mit 240 Quadratmeilen, die der Beek und des Braftgrabens mit 3 Quadratmeilen in runden Zahlen ab, und es war daher die bei den größten Regenfluthen in der Caymen-Lablacker Niederung zusammenlaufende Wassermasse auf $\frac{9640}{240} . 3 = 120$ Kub.-Fuß pro Secunde zu veranschlagen, wofür bei der Berechnung der Maschinen 125 Kub.-Fuß angenommen wurden, weil das Flußgebiet des Pregels an einzelnen Stellen sich doch nicht mit so großer Schärfe feststellen ließ, als daß man unbedingt auf die Zahl 120 sich verlassen konnte, dieselbe vielmehr als das Minimum der fortzuschaffenden Wassermasse betrachtet werden mußte.

Ueberhaupt kann man bei solchen Berechnungen immer nur auf Näherungswerthe hoffen, auch wenn die Durchführung mit der größten Sorgfalt geschieht, und war namentlich der Proportionalschluß von 9640 Kub.-Fuß bei 240 Quadratmeilen, auf 120 bei 3 Quadratmeilen immer ein gewagter Uebergang, der namentlich in den Fällen, wo das obere Flußgebiet im Gebirgsterrain liegt, ganz unzulässig gewesen wäre. In dem vorliegenden Falle jedoch, wo der in Betracht gezogene Strom ganz in der Ebene liegt, und wo selbst die äußersten Quellen nur in einem unbedeutenden Höhenzuge ihren Ursprung haben, erschien der vorerwähnte Proportionalschluß für eine ohnehin nur annähernde Berechnung gerade nicht verwerflich.

Immerhin aber war es erforderlich, in der darauf folgenden Zeit, und selbst während des Baues, jede Gelegenheit wahrzunehmen, durch die eine Controle der vorstehenden Berechnung herbeigeführt wurde.

Aus diesem Grunde wurde auch fortwährend auf die Mündungen der Beek und des Braftgrabens geachtet, und die schon erwähnte Wassermessung in denselben in dem geeigneten Zeitpunkte vorgenommen.

Dieselbe schloß, wie bereits erwähnt, mit 130 Kub.-Fuß pro Secunde ab und differirte also mit der Berechnung aus dem Flußgebiete des Pregels nicht erheblich.

Weniger Schwierigkeiten hatte die Vorherbestimmung derjenigen Wassermasse, welche bei der Frühjahrsentwässerung von den Werken gefördert werden mußte.

Wie schon früher berichtet, war von den Grundbesitzern die Bedingung gestellt, daß die ganze, hauptsächlich aus Wiesen bestehende, Niederungsfläche zur Frühjahrszeit bis kurz vor dem beginnenden Graswuchse unter Wasser gehalten werde, um die Sinkstoffe des letzteren zur Düngung der Wiesen zu verwenden.

Hierdurch wurde es nun aber nöthig, zu einer gewissen Zeit die Wassermassen schnell fort zu schaffen, und es entstand nun die Frage, wie groß für diesen Zweck die secundlich zu fördernde Wassermasse anzunehmen sei.

Es mußte natürlich zunächst seitens der Grundbesitzer eine Zeitangabe über die Dauer dieser Entwässerungsperiode gemacht werden, und wurden dieselben darüber schlüssig, daß die Frühjahrsentwässerung einen Zeitraum von circa 8 Tagen umfassen sollte.

Da nun die Maschinenkraft der Werke auf eine secundliche Wasserförderung von 125 Kub.-Fuß bei 3 Fuß Förderhöhe dem Vorhergegangenen gemäß berechnet werden mußte, die durchschnittliche Förderhöhe im Frühjahre aber nur zu 1 Fuß anzunehmen war, so konnte man mit der angenommenen Maschinenstärke auf eine Frühjahrswasserförderung von $125 . 3 = 375$ Kub.-Fuß rechnen.

Ebenso war, wie schon früher berichtet, in den meisten Fällen darauf zu rechnen, daß ein Theil der Niederungsgewässer von selbst durch die beweglichen Wehre ablief, und es war daher nur eine Proberechnung nöthig, ob die obigen 375 Kub.-Fuß pro Secunde ausreichen würden, im ungünstigsten Falle — wenn nämlich ein Ausfluß durch die Wehre nicht stattfand — die Niederung von dem ganzen Wasser zu befreien.

Es ließ sich aber aus der Grundfläche und aus den verschiedenen Ueberfluthungstiefen der Niederung, mit Hilfe der Karten und Pläne, die ganze in der Niederung zur Frühjahrszeit angehäufte Wassermasse hinlänglich genau berechnen und stellte sich dabei heraus, daß ein secundlicher Abfluß von 375 Kub.-Fuß hinreichen werde die Niederung in etwa acht Tagen trocken zu legen.

Zur Controle für diese Berechnung wurde die mehrfach erwähnte Wassermessung im Frühjahre 1857 in den Mündungen des Beek und des Braftgrabens benutzt. Nach den Beobachtungen nämlich betrug die ausfließende Wassermasse 130 Kub.-Fuß pro Secunde und wäre, wenn man die Zeitdauer des Ausflusses hätte direct beobachten können, die Berechnung sehr einfach und sicher gewesen.

Hierzu war indessen keine Aussicht vorhanden, vielmehr war anzunehmen, — wie es auch wirklich geschah — daß sich durch Veränderung der Windrichtung schon in einigen Tagen ein anderer Ausfluß einstellen werde.

Es wurden daher einige der mit den Wasserverhältnissen genau bekannten und bei obigen Messungen gegenwärtigen Niederungsbesitzer mit möglichst genauer Beantwortung der Frage beauftragt: „in wie viel Tagen die Niederung trocken laufen würde, falls jene sehr lebhafte Auswässerung anhaltend fortbauere?"

Diese Zeit-Taxe lief auf 3 Wochen oder 21 Tage hinaus und müßten daher, um die Niederung in 8 Tagen trocken zu legen, $140 . \frac{21}{8} = 341$ Kub.-Fuß pro Secunde durch die Werke herausgeschafft werden.

Da die auf die Sommerfluthen normirte Maschinenkraft, wie nachgewiesen, aber im Stande war, 375 Kub.-Fuß zu fördern, so ließ sich annehmen, daß sie auch für die Früh-

jahrsentwässerung bei ungünstigen Ausflußverhältnissen völlig ausreichend sein werde.

Die Verschiedenheit in der Wassermasse, welche einerseits im Sommer und andererseits im Frühjahr zu fördern war, gab nun besonders Veranlassung dazu, daß Verfasser, statt der sonst üblichen Wasserförderungs-Maschinen, Kreiselpumpen zur Anwendung brachte.

Da man nämlich bei Kasten- oder Kolbenpumpen die Anzahl der Kolbenspiele nicht wesentlich bei der Frühjahrsentwässerung, behufs Fortschaffung der 3 Mal größeren Wassermasse, vermehren konnte, so waren für diesen Zweck eine Anzahl Reserve-Pumpen anzuordnen, wodurch die Baukosten erheblich gesteigert worden wären. Ebenso wenig sind Wurfräder — selbst mit stellbaren Lagern — im Stande, dieser Unregelmäßigkeit zu folgen, ohne daß besondere Reserveräder für die Frühjahrsentwässerung angeordnet werden.

Dagegen liegt es in der Natur der Kreiselpumpen, daß sie bei einerlei Umdrehungszahl um so mehr Wasser fördern, je kleiner die Förderhöhe ist, und daß die zu ihrer Bewegung dienende Dampfmaschine, sowohl bei kleiner, wie auch bei größerer Hubhöhe, immer nahezu gleiche mechanische Arbeit zu verrichten hat.

Die durch die Centrifugalkraft dem Wasser mitgetheilte Ausflußgeschwindigkeit V an der Austrittsöffnung der Maschine entspricht nämlich einer gewissen Geschwindigkeitshöhe h, und es ist einleuchtend, daß, wenn die Differenz zwischen Vorwasser und Binnenwasser ebenfalls $= h$ ist, die Geschwindigkeit, mit der das Vorwasser in die Oeffnung der Kreiselpumpe einzudringen sucht, ebenfalls $= V$ ist und die Wasserförderung = Null sein muß. Es kann eine solche daher immer nur dann stattfinden, wenn die Niveau-Differenz h_1 zwischen Vor- und Binnenwasser kleiner als h ist, und es ist dann immer $h - h_1$ die Geschwindigkeitshöhe des Ausflusses.

Da die zugehörige Geschwindigkeit

$$V = \sqrt{2g(h - h_1)}$$

ist, so wird V und damit zugleich das geförderte Wasserquantum um so größer, je kleiner bei constantem h die Förderhöhe h_1 wird. Der Umstand, daß sich die Verschiedenheit in dem zu fördernden Wasserquantum durch die Förderhöhe nahezu ausgleicht, ist ein wesentlicher Vorzug der Kreiselpumpe vor den anderen Niederungsentwässerungs-Maschinen, und wurde sie vornehmlich dieserhalb, sodann aber auch wegen der sehr einfachen Maschinen-Combination, die sie gestattet, für die Caymer Niederung zur Anwendung gebracht.

Die Anordnung der Maschinen und des ganzen Werkes ist aus Tafel 3 und 4 ersichtlich. kk sind die Kreiselpumpen, welche durch die gekuppelte Welle w mit um 90 Grad versetzten Krummzapfen und die angedeuteten conischen Räderpaare in Bewegung gesetzt werden. Diese Welle erhält ihre Bewegung durch eine Zwillingsmaschine, deren Cylinder bei n liegen. Die Vertiefung n im Mauerwerke nimm[t] den Condensir-Apparat auf, der durch die am Hinterende de[r] Cylinder durchgehenden Kolbenstangen in Bewegung gese[tzt] wird. Der Dampferzeugungsapparat besteht in 2 Cornwalle[r] Kesseln, und liegt in einem besonderen Kesselhause nebe[n] dem Maschinengebäude. Die ganze Anlage vereinfachte si[ch] auch noch dadurch, daß wegen der bedeutenden Schwungmasse[n] der Kreisel ein besonderes Schwungrad für die Zwillings-Maschinen nicht erforderlich war.

Die specielle Zeichnung der Kreiselpumpen ist auf Tafe[l] 5 gegeben und zerfällt die Anlage des ganzen Werkes in fol[-] gende Haupttheile:

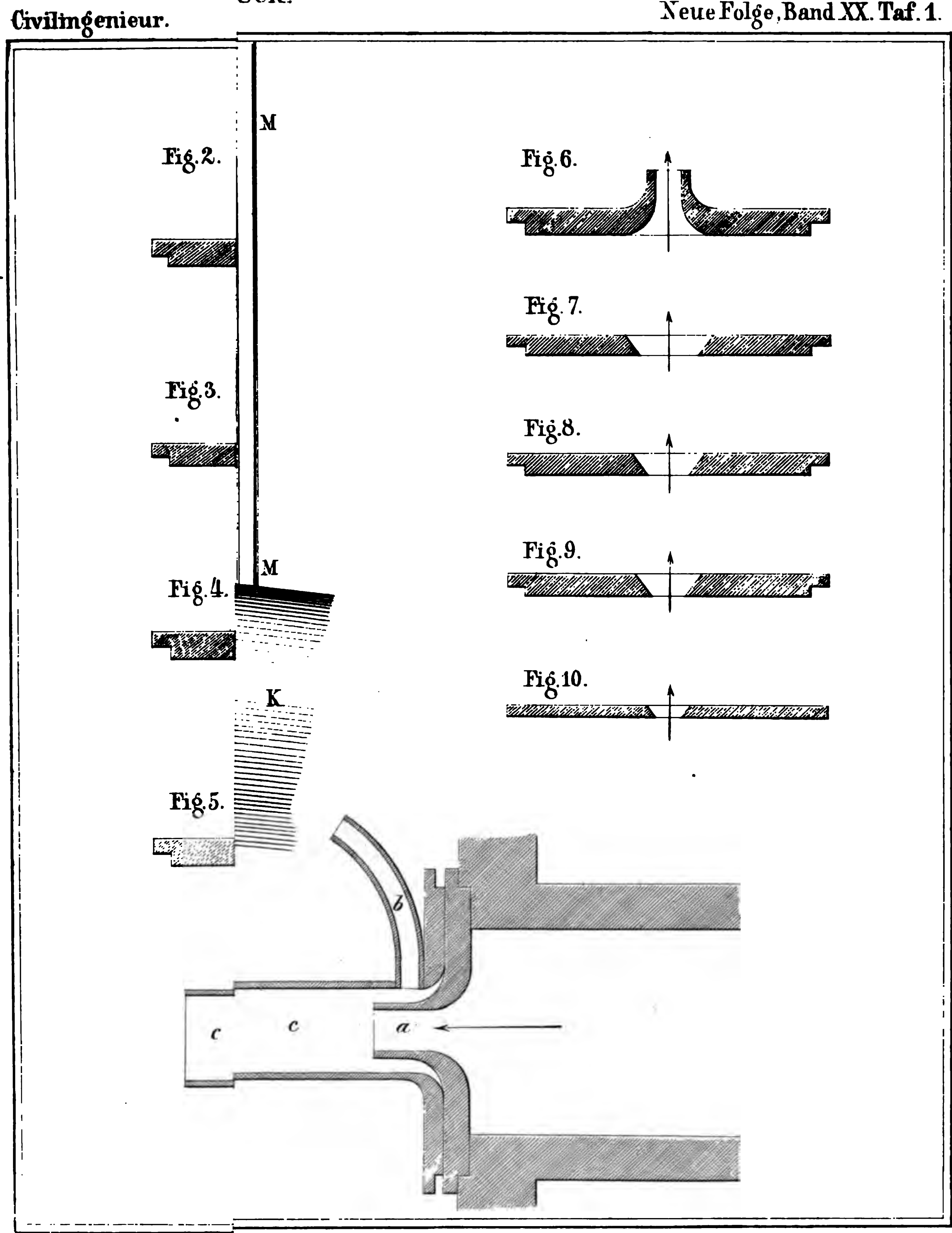
- a 1 Dampfmaschine von 60 Pferdekraft,
- b 2 Kreiselpumpen von $6^1/_4$ Fuß Durchmesser,
- c 2 Dampfkessel,
- d 1 Maschinenhaus,
- e 1 Kesselhaus,
- f 1 Esse,
- g 2 Einlaßschleußen,
- h 1 mit den Kreiselpumpen combinirte, gemeinschaftli[ch] mit denselben manövrirende Auslaß-Schleuße.

Von diesen Haupttheilen des Wasserhebungswerkes i[st] die Auslaßschleuße auf Tafel 6—7 im Grundriß und i[n] zwei Profilen dargestellt, und dienen zum Verständniß de[r] Zeichnungen die folgenden Bemerkungen. Die beiden au[s] starkem Mauerwerk gebildeten Schleußenkammern A Tafe[l] 6—7, Fig. 1, beherbergen die beiden großen Kreiselpumpe[n] und sind durch den Boden b, den in der Oeffnung m lie[-] genden Kreisel, und durch die Wand c in zwei übereinander liegende Räume getrennt, die nur durch die Kreiselpumpe[n] mit einander communiciren.

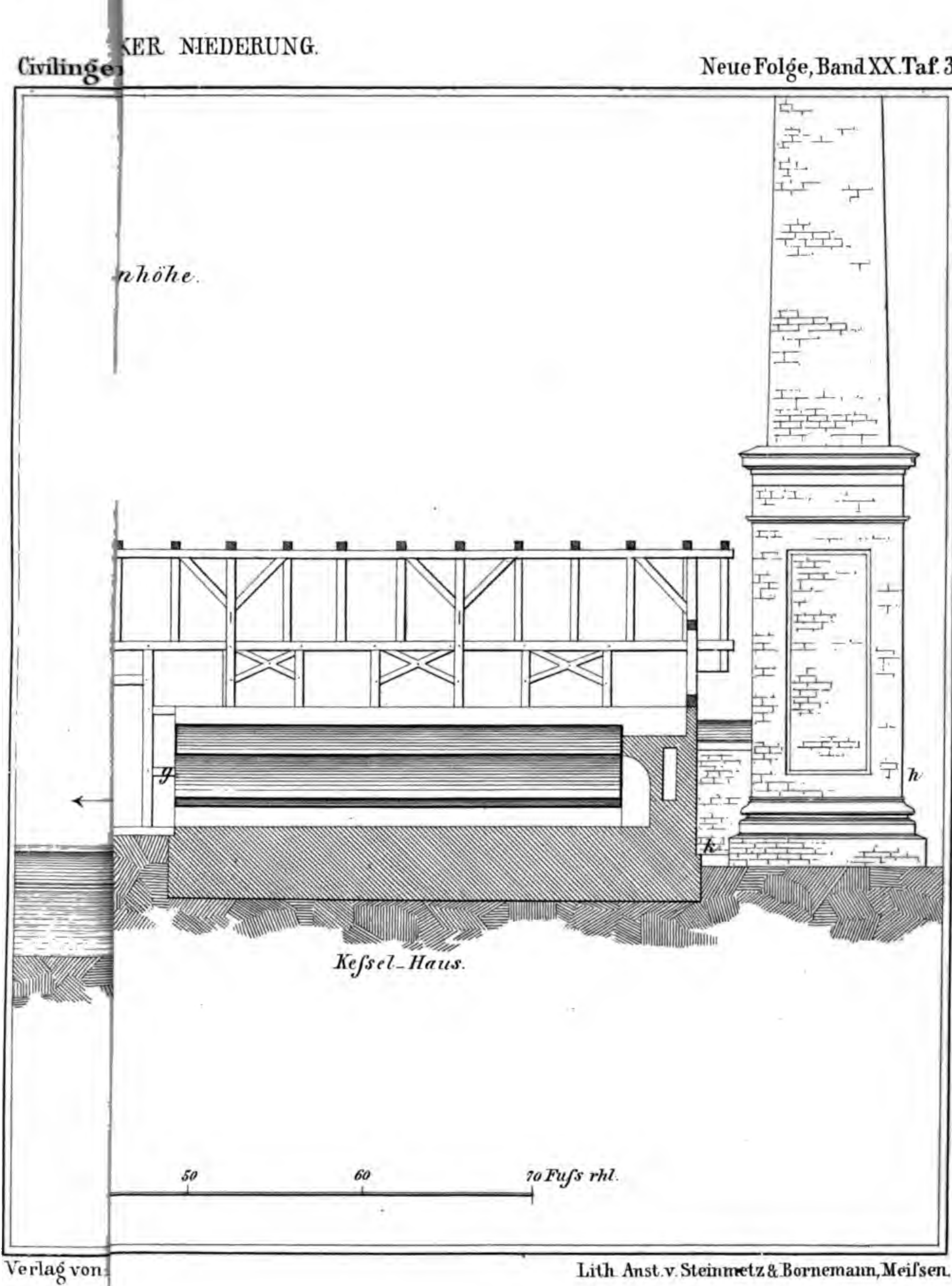
Der untere Theil B steht mit dem Binnenwasser de[r] Niederung in Verbindung, und münden hier die beiden Haupt[-] Canäle, der Beek- und Braft-Canal, ein. Der obere Thei[l] A steht mit dem Vorwasser — d. h. mit dem Kurischen Ha[ff] — in Verbindung und beginnt hier der Abfluß-Canal. Di[e] Klappen K, welche in dem Grieswerk g angebracht sin[d] trennen, wenn sie geschlossen sind, den Raum A von de[m] Abfluß-Canal resp. dem Kurischen Haff, und stellen, wen[n] sie geöffnet sind, die Verbindung des Raumes A mit de[m] Vorwasser wieder her.

Die Klappen K sind um den Punkt X drehbar un[d] hängen für gewöhnlich lothrecht herab. Wenn die gan[ze] Maschinerie des Werkes still steht, so drückt das Vorwasse[r] diese Klappen fest an die Griessäulen, weil zwischen diese[m] und dem Binnenwasser eine Niveaudifferenz von 3—4 Fu[ß] besteht, und die Auslaßschleuße übernimmt dann die Functionen eines Rückstauwehres, indem sie das Haff und all[e] etwa eintretenden Rückstaufluthen von der Niederung vollständig abschließt.

Wenn hingegen die Maschinen und folglich auch die



Verlag von Arthur Felix in
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

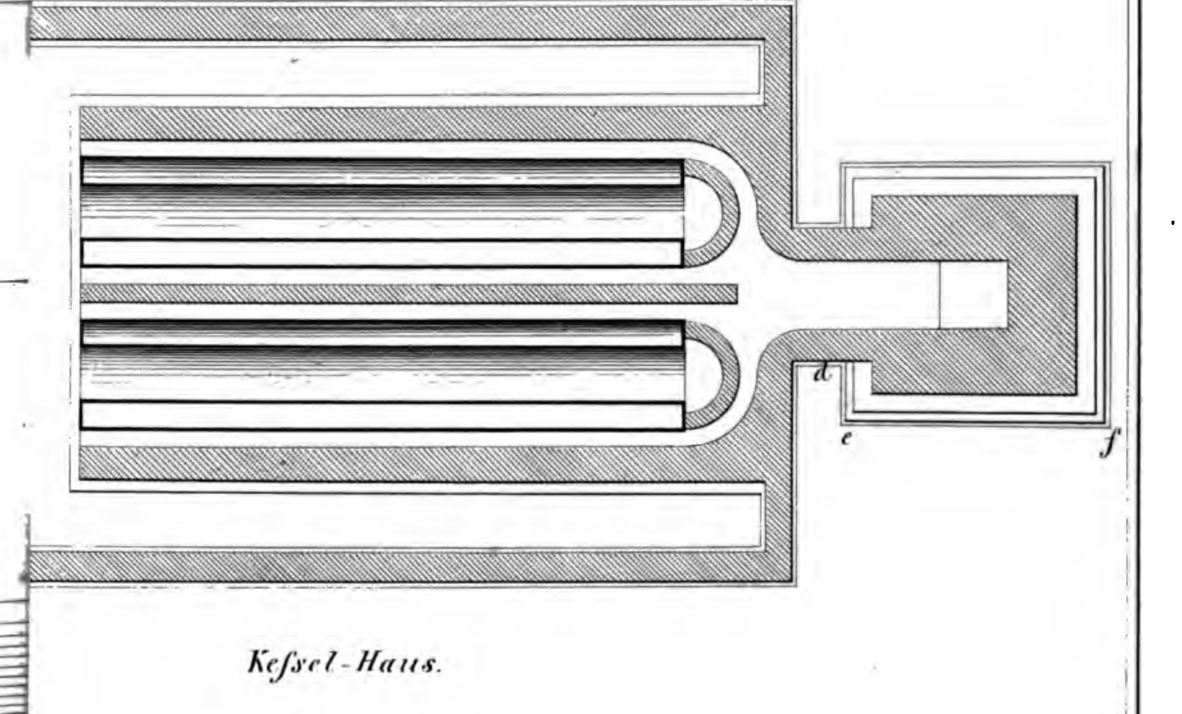


Verlag von

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meiſsen.

…ugswerk auf Julienhöhe.

…drifs unter i k. auf Taf. 3.
…elvermauerung nach g h.



Kessel-Haus.

Verlag von A… Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

beiden großen Kreiselpumpen in Thätigkeit sind, so fördern letztere das Binnenwasser aus der Abtheilung B nach Abtheilung A, und es nimmt das erstere schon nach einigen Kreiselumdrehungen in A einen größeren Stand als im Haff ein.

In Folge dessen entsteht an der Klappe K ein Ueberdruck von innen nach außen; sie drehen sich um x, schlagen auf und lassen das geförderte Wasser durch den Abfluß-Canal nach dem Haff abfließen, so lange die Maschinerie im Gang bleibt.

Soll die Wasserförderung eingestellt werden, so läßt man die Maschinen abstellen; es schließen sich dann die Klappen K von selbst und bilden, wie früher einen wasserdichten Abschluß zwischen Vor- und Binnen-Wasser.

Es wird aus dem eben Gesagten der Zweck und das Manövriren der Auslaß-Schleuße klar geworden sein, und es bleibt noch übrig, die Constructionen zu erläutern.

Der erste Hauptheil dieser Auslaßschleuße ist das bei den meisten Schleußen oder Freiarchen gebräuchliche Grieswerk g, mit der darunter liegenden Spundwand s, Tafel 6—7, Fig. 1.

Diese Spundwand ist mit einem starken Holze, dem Fachbaum r, verholmt und darin verzapft. Vor derselben befinden sich die sogenannten Blattpfähle p, welche mit dem Fachbaum r verbolzt sind und der ganzen Spundwand eine größere Steifigkeit geben. Die einzelnen Pfähle der Spundwand sind mit vollem Spunde und Nuth gearbeitet und mußten am Fuße, wegen der zu durchfahrenden Schichten von scharfem Kies, mit einem eisernen Schuh versehen werden. Der Fachbaum r ist zweimal gefalzt, und zwar einmal für die Abschlußdecke z des Vorherdes und einmal für den Boden v, welcher die Kammer der Kreiselpumpen theilt.

Auf den Fachbaum setzen sich in gewöhnlicher Weise mittelst guter Zapfen die Griessäulen h, welche für das Einlegen der Klappen k mit Falzen versehen sind, und mit dem Griesholme y verholmt sind. Im Ganzen sind sechs solcher Griessäulen vorhanden, wovon vier in den Ecken stehen und jede der zwei Abflußöffnungen begrenzen, während, um schmälere Klappen k zu erhalten und deren Breite zu beschränken, zwischen je zweien dieser Hauptgriessäulen je eine Zwischensäule von schwächeren Dimensionen eingestellt wurde.

Da die zwei mittleren Haupt-Griessäulen fest und dicht gegen das Mauerwerk schließen mußten, um die erforderliche totale Wasserabsperrung zwischen dem Haff und Binnenwasser zu erreichen, so war es nöthig, diese Griessäulen in ihrer unverrückbaren Lage gehörig zu sichern, und wurden deshalb die Doppelstreben O angeordnet. Dieselben stemmen oben in die Griessäulen und unten in die Langschwellen l, welche zugleich den Längenverband der vier Reihen von Grundpfählen, aus denen der Vorherd besteht, bilden.

Außer einer gut gearbeiteten Versetzung sind diese Streben gegen das Ausheben durch Eis noch mit starken Schraubenbolzen auf den gedachten Langschwellen befestigt.

Die Klappen K sind aus gespundeten, doppelt übereinander gelegten Planken verfertigt. Auf der Rückseite befinden sich hölzerne, starke Leisten, denen gegenüber auf der Vorderseite die in Fig. 2, Tafel 6—7, verzeichneten Eisenschienen liegen. Beide sind durch Schraubenbolzen, welche durch die Plankenlage hindurch gehen, verbunden, wodurch den Klappen die erforderliche Steifigkeit gegeben wird.

In Punkt x, Fig. 1, Tafel 6—7, befindet sich an den Eisenschienen ein Charnier, um welches die Klappen drehbar sind. Die Schraubenbolzen, welche die Schienen mit den hölzernen Leisten verbinden, haben ihre Köpfe bei den Schienen, die Muttern dagegen bei den Holzleisten. Hierdurch wird erreicht, daß der Schwerpunkt der Klappen nicht in der Plankenlage liegt, sondern aus derselben, nach dem Binnenwasser zu, etwas herausfällt. In Folge dessen hängt die Klappe nicht vollkommen lothrecht, sondern steht — sich selbst überlassen — etwas geöffnet, und gestattet den Ausfluß schon bei der geringsten Erhebung des Binnenwassers über das Vorwasser, wodurch der Gefälle-Verlust vermieden wird, der anderenfalls eintreten würde. Wenn nämlich die Klappen, sich selbst überlassen, fest in ihren Nuthen liegen und dicht anschließen, so ist bei dem bedeutenden Gewichte derselben eine gewisse Druckhöhe nöthig, um die Klappen während der Wasserförderung fortwährend offen zu halten. Um diese Druckhöhe muß das Binnenwasser höher gehoben werden, und es entspringt hieraus ein Arbeitsverlust, der durch die angeführte Verlegung des Klappen-Schwerpunktes vermindert wird.

Andererseits schließt aber auch die Klappe — wie die Erfahrung gelehrt hat — sofort, wenn das Vorwasser um ein ganz Geringes höher, als das Binnenwasser steht. Selbstverständlich muß man sich indessen hierbei hüten, den Schwerpunkt nicht zu weit aus der Planlage heraustreten zu lassen, weil hierdurch das auf der einen Seite Gewonnene auf der andern Seite verloren geht.

In diesem Falle würde der Druckhöhen-Verlust während der Wasserförderung sich auf ein Maximum reduciren, dagegen die Klappe erst dann schließen, wenn das Vorwasser eine bemerkliche Höhe über dem Binnenwasser gewonnen hat.

Der Vorherd V der Auslaß-Schleuße ist gebildet durch die Grundpfähle, welche in 4 Reihen nach der Breite der Schleuße gestellt und mit Querschwellen verholmt sind. Zur größeren Versteifung dieser Grundpfahlreihen sind die bereits erwähnten Langschwellen l, in die sich die Doppelstreben der Griessäulen setzen, über den Querschwellen verkämmt. Zwischen den Langschwellen l und den Seitenwänden der Schleuße ist die Abschuß-Decke der Schleuße, aus eichenen Bohlen bestehend, eingelegt und auf die Querschwellen vernagelt, wobei das Ende der Bohlen von der in den Fachbaum r gestemmten Nuth aufgenommen wird und hier mit Nägeln befestigt ist.

Die beiden Seitenwände der Auslaß-Schleuße sind in der Hauptsache durch starke Futtermauern M gebildet, jedoch ist denselben nach der Wasserseite hin eine Holzwand vorgelegt.

Die Gründe für die Anordnung derselben sind in dem Baumaterial zu suchen, aus denen die massiven Wände M hergestellt werden mußten.

Bei dem vollständigen Mangel an lagerhaften Bruchsteinen in dortiger Gegend ist man daselbst lediglich auf den Backsteinbau und auf den Bau aus gesprengten Feldsteinen von unregelmäßiger Form angewiesen. Für das massenhafte Mauerwerk in den Fundamenten des Wasserhebungswerkes wäre der Backsteinbau viel zu theuer geworden, und mußten daher Feldsteine, welche mit Pulver gesprengt wurden, dazu verwendet werden.

Solche Steine (Granitblöcke) befanden sich in reichlichem Maße an der Küste des Haffes, und lieferten das Material zu den sämmtlichen Bauwerken der Niederung. Für solche Mauern, wie die in Rede stehenden, welche der Spülung des Wassers und starkem Wellenschlage ausgesetzt sind, ist indessen der gewöhnliche Verband, den die Maurer bei der Verwendung solcher unregelmäßiger Steinstücke anwenden, nicht genügend, auch wenn die Scheeren mit gut einpassenden Zwicken ausgeschlagen und mit Portland-Cement verstrichen werden. Der letztere haftet auf den glatten Steinflächen nicht besonders und geht noch viel weniger eine chemische Verbindung mit denselben ein.

Die in der Auslaß-Schleuße zu erwartende heftig strudelnde und wirbelnde Bewegung mußte zuverlässig ein Auswaschen der Cementfugen und ein Ausspülen der Zwicken zu Wege bringen, und es konnte dieser Angriff nur dadurch unschädlich gemacht werden, daß entweder die äußere Schicht der Mauer M aus zugehauenen Granitquadern hergestellt, oder aber eine hölzerne Schutzwand, wie in der Zeichnung angegeben, angeordnet wurde.

Wegen der großen Kosten, welche die Herstellung von Quadern aus hartem Granit verursacht, wurde bei der Bauausführung das letzte Mittel vorgezogen, obwohl das erste projectirt war.

Die in Rede stehenden hölzernen Schutzwände sind durch die Wandstiele w, welche dicht hinter den Querschwellen stehen, gebildet, indem dieselben verholmt und nach der Wasserseite hin mit Planken bekleidet sind. Die Planken sind von Eichenholz und gespundet, während die Holme in dem Griesholme y verzapft und mit eisernen Eckbeschlägen verbunden sind. Die in den Ecken der Schleuße stehenden Griessäulen sind genuthet und legen sich hier die Enden der Wandungsbohlen ein.

Um diese Griessäulen, ähnlich wie die mittleren, fest und wasserdicht gegen das Mauerwerk zu pressen, sind ähnliche Streben wie bei O im Innern der Schutzwände angeordnet. Da hier keine Langschwellen l durchgehen, so sind diese Streben am Fußende mit Versatzung in die W[...] w eingelassen und mit Schraubenbolzen befestigt.

Die beiden Mittelwände der Schleuße haben kei[...] plankung erhalten, und sind aus Wandstielen gebildet, auf die Langschwellen l aufgesetzt, in diese verzapft u[...] den Streben O überschnitten sind. Der darüber gehend[...] β ist in den Griesholm verzapft und mit eisernen [...] dern befestigt.

Zur Versteifung der 4 Wände und zur Erhaltu[...] Parallelismus sind die Spannbalken γ angeordnet. D[...] sind mit den 4 Wandholmen überschnitten und in den[...] zungspunkten mit Schraubenbolzen befestigt.

Zwischen dem, dem Griesholm y zunächst li[...] Spannbalken und dem letzteren ist durch Ueberlegen [...] Planken eine Laufbrücke gebildet, die theils zur Comm[...] tion, theils zur Besichtigung der beweglichen Thei[...] Schleuße dient.

Der Boden zwischen den Grundpfählen t ist bi[...] 4 Fuß Tiefe ausgebaggert, und dafür eine Betonsch[...] eingebracht; ebenso ist vor der Schleuße eine solide [...] packung P angeordnet, um das Ausspülen der Sol[...] Abfluß-Canals zu verhüten.

Der Holzbau im Innern der Kammern A und [...] die Kreiselpumpen war ursprünglich beim Entwurf des [...] nicht in Aussicht genommen, vielmehr war nur der h[...] Boden ν, welcher sich theils auf durchgehende Sch[...] theils auf die Ränder der Kreiselpumpen lager[...] jectirt, und sollte der ganze Bau der Kammerwän[...] Klinkern hergestellt werden, wie in Fig. 1, Tafel 5[...]

Bei der Bauausführung indessen mußte hiervon [...] der großen Kosten Abstand genommen werden, und es [...] daher die Kammerwände ebenfalls aus gesprengten [...] blöcken hergestellt.

Verfasser war daher genöthigt, aus denselben G[...] die bei der Schleuße die Anordnung von hölzernen [...] wänden nothwendig machten, im Innern der Pump[...] mern die in der Zeichnung Tafel 6—7 angegebene [...] schürzung mit Holz anzuordnen, besonders da hier d[...] delnde und wirbelnde Bewegung des Wassers noch weit [...] als in der Schleuße und die Gefahr des Ausspül[...] Fugen viel bedeutender war.

Diese Holzausschürzung besteht aus Kreuzholzstück[...] im sogenannten Gehrsaß verbunden und in die Grie[...] verzapft sind. Um an den letzteren das nöthige Ho[...] Einstemmen einer Nuth zu gewinnen, wurden sie, w[...] dem Grundrisse ersichtlich, gegen das Mauerwerk um [...] vorgerückt.

Die Holzausschürzung, welche schon in Folge de[...] struction als Gehrsaß eine beträchtliche Steifigkeit [...] wurde außerdem noch durch die Binder δ und du[...]

langen Schraubenbolzen ε gegen den hier sehr heftigen Wasser-Angriff verstärkt.

Außerdem wurden sämmtliche Fugen mit Werg kalfatert und die ganze Holzausschürzung mehrmals mit Theer überzogen.

Die Querwand c wurde nicht dicht an die hintere Kammer-Mauer, sondern in einiger Entfernung von derselben angelegt, so daß hierdurch ein Zwischenraum T entstand.

Dieser Zwischenraum macht es möglich, daß die Maschinisten, nach Trockenlegung der Pumpenkammer, leicht an das bei D befindliche Spurlager der Kreiselpumpen, woran häufige Correcturen und Regulirungen vorkommen, gelangen können.

Die für die Auslaß-Schleuße angenommenen Holzstärken und sonstigen Dimensionen sind folgende

Stärke	der Spundwand	8	Zoll,
„	des Fachbaumes	14 u. 16	„
„	der Hauptgriessäulen	14 u. 14	„
„	der Mittelgriessäulen	12 u. 12	„
„	des Griesholmes	14 u. 16	„
„	der Planken der Klappen	$2^1/_2$	„
„	der hölzernen Leisten daran	5	„
„	der Streben	9	„
„	der Grundpfähle	10	„
„	der Querschwellen	10 u. $10^1/_2$	„
„	der Langschwellen	10 u. 11	„
„	der Abschußdecke	3	„
„	der Wandstiele	10	„
„	der Wandholme	11	„
„	der Wandplanken	3	„
„	der Spannbalken	10 u. 11	„
„	der Planken der Laufbrücke	$2^1/_4$	„
„	der Schürzhölzer	5	„
„	des Kammerbodens	3	„

Länge der Pumpenkammern	$13^1/_2$	Fuß
Breite derselben	$9^1/_2$	„
Länge der Schleuße	14	„
Breite derselben	$25^1/_4$	„
Fundament-Tiefe der Kreiselpumpen	$4^1/_2$	„

Die Ausführung des Baues selbst, nach dem in vorstehenden erläuterten Bauprojecte, machte keine sonderlichen Schwierigkeiten.

Die nöthigen Hölzer, mit Ausnahme des extrastarken Bauholzes, wurden in den benachbarten Forsten ausgesucht und gefällt, und wurde von daher auch alles Holz zu den übrigen, ausgedehnten Bauten in der Niederung beschafft. Das extra Starkbauholz war indessen in den gedachten Forsten nicht aufzutreiben, und mußte hierzu polnisches Holz verwendet werden, wovon reichliche Flöße den Memel-Strom herabkommen.

Nachdem der Abfluß-Canal ausgegraben und in der Nähe des zu erbauenden Wasserhebungswerkes mit einem starken Fangdamme gegen das Haff abgeschlossen, auch der ganze Bauplatz für das Etablissement gegen plötzlichen Einbruch von Rückstaufluthen aus dem Kurischen Haff, mit einer Verwallung und sonstigen Schutzwerken versehen war, wurde die Baugrube für das ganze Werk incl. der Schleuße ausgehoben und in letzterer zuerst mit den Rammarbeiten begonnen.

Nach Fertigstellung derselben wurde der ganze Holzbau der Auslaß-Schleuße, mit Ausschluß der Ausschürzung der Pumpenkammern, vorgenommen und gleichzeitig die Fundamentlager der Maschinerie, der Kessel und der Gebäude vorgetrieben.

Demnächst wurde das aufgehende Mauerwerk, sammt den massiven Schleußenwänden ausgeführt und mit dem Montiren der schweren Maschinen vorgegangen, woraus schließlich nach erfolgter Aufstellung der Kreiselpumpen, die Holzausschürzung in der Pumpenkammern ausgeführt wurde.

Ueber den Amsler'schen Polar-Planimeter, und über graphi mechanisches Integriren im Allgemeinen.

Von

Chr. Rehls,

Ingenieur in Hamburg.

(Hierzu Tafel 8 und 9.)

Die vorhandenen zahlreichen Arbeiten über den Amsler'schen Planimeter sind, so weit sie mir bekannt sind, mehr oder weniger mangelhaft, einmal hinsichtlich der Theorie des als völlig richtig angenommenen Instruments selbst, zweitens und hauptsächlich aber auch deshalb, weil sie von einer Correction des fehlerhaften Instruments Nichts wissen. Ich habe die vorliegende Abhandlung geschrieben, um wenigstens einem Theile dieser Mängel abzuhelfen; der Leser möge beurtheilen, ob mir dies gelungen ist.

a) Theorie des fehlerfreien Instruments.

Die Theorien von Wittstein, Reitz u. A. machen unbeschränkten Gebrauch von der höhern Mathematik, besonders von dem bestimmten Integral, und werden dadurch für eine oberflächliche Betrachtung allerdings kurz und elegant; ihre Schwäche indessen liegt darin, daß sie in Folge dieses Verfahrens das Instrument nicht genügend analysiren. Ich habe im Folgenden eine Art elementarer Darstellung gewählt; die Theorie büßt dadurch an Kürze ein, sie gewinnt aber an Gründlichkeit und macht es möglich, daß man sich für irgend einen Spezialfall in jedem Augenblick über die Angabe des Instruments und ihre Bedeutung genaue Rechenschaft geben kann. Es scheint mir für das Verständniß des Instruments hierin ein wesentlicher Vortheil zu liegen.

Man denke sich eine grade Stange AC (Fig. 1, Taf. 8), die an einem Ende eine verticale lose Rolle A hat; die normale Drehachse dieser Rolle fällt mit der geometrischen Achse der Stange in eine Verticalebene, und die Rolle kann sich nur um ihre Achse drehen, sich aber nicht nach der Längenrichtung der Stange verschieben. Wird diese Stange über eine horizontale Ebene fortbewegt, so daß die Rolle (mit Reibung) beständig auf der Ebene läuft und die Stange derselben stets parallel bleibt, so wickelt sich auf dem Rollenumfang ein bestimmter Bogen ab. Es sei AC die ursprüngliche, A_1C_1 eine neue Lage der Stange, und der Weg AA_1 des [...]rungspunktes der Rolle auf der Ebene sei grade. Ve[...] sich die Stange erst parallel nach A_1C_0, und geht dan[...] dieser Lage durch eine Drehung um die Verticale des P[...] A_1, d. i. des augenblicklichen Berührungspunktes der [...] auf der Ebene, in die Lage A_1C_1 über, so ist, wie man [...] einsieht, der auf dem Rollenumfang abgewickelte [...] $\Delta u = A_1M$, wenn $\angle A_1MA = 90^0$ ist, d. h. glei[...] Projection des Weges AA_1 parallel zur Verticalebe[...] Rollenachse; dieser Bogen wickelt sich schon bei der Pa[...] verschiebung der Stange ab, während bei der Drehun[...] selben die Rolle relativ zur Stange stillsteht, und zw[...] jeder beliebigen Größe des Drehungswinkels $C_0A_1C_1 =$ [...] — Dreht sich die Stange erst um die Verticale von [...] die Lage Ac und rückt dann parallel weiter nach A_1[...] wickelt sich der Bogen $A_1m = \Delta u_1$ ab, wenn $\angle A$[...] $= 90^0$ ist. — Geht die Bewegung aus der Lage A[...] die Lage A_1C_1 gemischt vor sich, d. h. gleichzeitig al[...] schreitende und als Drehbewegung, so liegt jedenfall[...] abgewickelte Bogen zwischen Δu und Δu_1. — Es ist:

$$\Delta u = \overline{AA_1} . \sin a.$$

$$\Delta u_1 = \overline{AA_1} . \sin(a - \Delta v)$$

$$= \overline{AA_1} . \sin a . \cos \Delta v - \overline{AA_1} . \cos a \sin \Delta [...]$$

$$= \Delta u . \cos \Delta v - \overline{AA_1} . \sin \Delta v . \cos a.$$

Macht man nun AA_1 und damit auch Δu_1 und [...] den Winkel Δv zu sogenannten unendlich kleinen G[...] die man sich als solche so klein denken kann, wie ma[...] will, so wird $\cos \Delta v = 1$, $\sin \Delta v = \Delta v$ (in Theil[...] Halbmessers ausgedrückt), und man erhält:

$$\Delta u_1 = \Delta u - \overline{AA_1} . \Delta v . \cos a.$$

Streicht man nun rechts das zweite Glied als un[...] klein zweiter Ordnung gegen das erste Glied weg, so [...]

$$\Delta u_1 = \Delta u.$$

Da für eine beliebige gemischte Bewegung der S[...]

der abgewickelte Rollenbogen stets zwischen Δu und Δu_1 liegt, so muß er mit Δu_1 die Grenze Δu erreichen, d. i. für unendlich kleine Bewegungen. Für solche Bewegungen ist es also einerlei, wie die Stange aus der Lage AC in die Lage A_1C_1 kommt, der abgewickelte Bogen ist immer gleich der von A_1 auf AC gefällten Normalen A_1M. — Dieses Resultat wird nicht geändert, wenn Δu und Δv ihr Vorzeichen ändern, wenn also $-\Delta u$ statt $+\Delta u$ und $-\Delta v$ statt $+\Delta v$ in den vorstehenden Formeln auftritt.

Eine Stange, wie sie im Vorstehenden betrachtet wurde, bildet den wesentlichsten Theil eines Amsler'schen oder Polar-Planimeters.

Es sei wieder (Fig. 2ª) AC die Stange in ihrer ursprünglichen, A_1C_1 dieselbe in ihrer neuen Lage. In den Punkten B und C der Stange, in der Verticalebene des Berührungspunkts und der Drehachse der Rolle, sitzen Fahrstifte, die bei dem Uebergang der Stange aus der einen Lage in die andere stets die graden Linien BB_1 und CC_1 verfolgen. Bei der Bewegung der Stange bestreicht die Linie BC das Viereck BCC_1B_1, dessen Inhalt man in folgender Weise berechnen kann. Man ziehe $A_1C_0 \parallel AC$, und $BB_0 \parallel CC_0 \parallel AA_1$, ferner B_0B_1 und C_0C_1, und $A_1M = \Delta u$ normal zu AC. Dann ist:

$$BCC_1B_1 = BCC_0B_0 + B_0C_0C_1B_1 + BB_0B_1 - CC_0C_1.$$

Es ist aber:

$$BCC_0B_0 = \overline{BC}.\overline{A_1M} = b.\Delta u,$$

$$B_0C_0C_1B_1 = A_1C_0C_1 - A_1B_0B_1$$

$$= \frac{\left(c + \frac{b}{2}\right)^2 \sin \Delta v}{2} - \frac{\left(c - \frac{b}{2}\right)^2 \sin \Delta v}{2}$$

$$= b.c.\sin \Delta v.$$

Also ist:

$$BCC_1B_1 = b(\Delta u + c.\sin \Delta v) + BB_0B_1 - CC_0C_1.$$

Diese Formel gilt für beliebige Längen von BB_1 und CC_1; so lange die Längen endlich sind, kann aber hier Δu ein von der wirklichen Rollenabwickelung verschiedener Werth sein. Beide Werthe werden unter allen Umständen erst dann identisch, wenn BB_1 und CC_1 unendlich kleine Größen werden. Für diesen Fall werden in den Dreiecken BB_0B_1 und CC_0C_1, in denen man die Linien B_0B_1 und C_0C_1 auch als Kreisbögen mit dem Mittelpunkt A_1 auffassen kann, alle Seiten unendlich klein, also die Inhalte dieser Dreiecke unendlich kleine Größen zweiter Ordnung. Dagegen bleibt der Ausdruck $b(\Delta u + c.\sin \Delta v)$ unendlich klein erster Ordnung, so daß jene beiden Dreiecke gegen denselben verschwinden, und man erhält:

$$BCC_1B_1 = b(\Delta u + c.\sin \Delta v) = b(\Delta u + c.\Delta v). \quad \dots\dots\dots \quad (1)$$

So dient also die Stange mit der Rolle zur Berechnung eines unendlich kleinen Vierecks. Denkt man sich unendlich viele solcher Vierecke an einander gereiht (Fig. 3), so bilden die sämmtlichen unendlich kleinen Graden BB_1, B_1B_2 ... und CC_1, C_1C_2 ... ununterbrochene Linienzüge, resp. Curven, und für die Summe der sämmtlichen von der Stange bestrichenen unendlich kleinen Vierecke BCC_1B_1, $B_1C_1C_2B_2$ .... $B_{n-1}C_{n-1}C_nB_n$, d. i. für den Inhalt der Fläche BCC_nB_n erhält man (siehe Figur)

$$F = b[(\Delta_1 u + \Delta_2 u + \dots + \Delta_n u) + c(\Delta_1 v + \Delta_2 v + \dots + \Delta_n v)].$$

In diesem Ausdruck ist offenbar der erste Klammerfactor gleich dem ganzen von der Rolle abgewickelten Bogen u, wenn die Stange aus der Lage AC in die Lage A_nC_n übergeht; der zweite eingeklammerte Factor dagegen bezeichnet den ganzen Winkel v, den A_nC_n mit AC bildet. Kann man u ablesen und v messen, so ist damit

$$F = b(u + c.v) \quad \dots\dots \quad (2)$$

bestimmt; hierin müssen natürlich c und u mit derselben Längeneinheit wie b gemessen, v dagegen muß in Theilen des Halbmessers ausgedrückt werden.

Die vorstehende Formel ist einstweilen noch einseitig, denn in Fig. 2ª und 3 wurde stillschweigend vorausgesetzt, daß sowohl die Abwickelung der Rolle, wie auch die Aenderung des Winkels beim Uebergang der Stange aus einer Lage in die benachbarte stets in demselben Sinne erfolge, so daß die Linie AC in keiner Lage auf der Strecke AC einen schon einmal von dieser Linie bestrichenen Punkt der Fläche ACC_nA_n zum zweiten Male treffe. Es bleibt also zu untersuchen, was aus der Formel (2) wird, wenn Δu und Δv anders combinirt werden, als es in Fig. 2ª und 3 geschehen ist. Um hierüber klar zu werden, stellen wir Folgendes fest:

Man denke sich in A aufgestellt, mit dem Gesicht nach C gewendet; liegen dann A_1 und C_1 rechts von AC, so ist

Δu positiv und die Bewegung von A, und ebenso die von C relativ zur Stange rechtläufig oder positiv; liegen dagegen A_1 und C_1 links von AC, so sind die Bewegungen von A und C in Bezug auf die Stange rückläufig oder negativ, und ebenso ist Δu negativ. Kommt ferner, für diese Aufstellung,

BC aus der Lage $B_0 C_0$ in die Lage $B_1 C_1$ durch ein hung von links nach rechts, so ist Δv positiv; im en gesetzten Falle ist Δv negativ. In diesem Sinne ist bar in

Figur	Δu	Δv	Bewegung von C
Figur 2^a und 3:	Δu positiv;	Δv positiv;	Bewegung von C positiv;
„ 2^{b_1}:	„ „	„ negativ;	„ „ C „
„ 2^{b_2}:	„ „	„ „	„ „ C negativ;
„ 2^{b_3}:	„ „	„ „	„ „ C „
„ 2^{c_1}:	„ negativ;	„ positiv;	„ „ C „
„ 2^{c_2}:	„ „	„ „	„ „ C positiv;
„ 2^{c_3}:	„ „	„ „	„ „ C „
„ 2^d:	„ „	„ negativ;	„ „ C negativ.

Man deute ferner in allen Figur 2^a bis 2^d die Richtung BC durch einen Pfeil an, setze dann neben CC_1 einen der Bewegungrichtung von C, in Bezug auf BC, entsprechenden Pfeil und markire weiter die Richtung des Umfangs von C_1 bis B_1 und von B_1 bis B durch nach den Richtungen $C_1 B_1$ und $B_1 B$ dirigirte Pfeile. Umgeht man nun das Viereck BCC_1B_1, bei irgend welcher Form und Lage desselben — die Figur 2^a bis 2^d enthalten alle möglichen

Fälle — nach der Richtung der Pfeile, so heiße da Flächenstück positiv (rechtläufig), resp. negativ (rückläufi der Stange BC bestrichen, welches bei diesem Umgel der rechten, resp. an der linken Seite liegt. Berechn für die einzelnen Fälle die algebraische Größe des BCC_1B_1, so erhält man in Rücksicht auf das eben Folgendes:

Figur 2^a) $\quad BCC_1B_1 = BCC_0B_0 + B_0C_0C_1B_1;$

„ 2^{b_1} bis 2^{b_3}) $\quad BCC_1B_1 = BCC_0B_0 - B_0C_0C_1B_1;$

„ 2^{c_1} „ 2^{c_3}) $\quad BCC_1B_1 = - BCC_0B_0 + B_0C_0C_1B_1;$

„ 2^d) $\quad BCC_1B_1 = - BCC_0B_0 - B_0C_0C_1B_1.$

Da es sich um unendlich kleine Bewegungen handelt, so konnten auch hier aus den auf Seite 74 angegebenen Gründen die Dreiecke BB_0B_1 und CC_0C_1 außer Acht gelassen werden. — Vorstehende 4 Formeln lassen sich nach de eingeführten Bezeichnung auch so schreiben:

Figur 2^a) $\quad BCC_1B_1 = b(+\Delta u + c.\Delta v);$

„ 2^{b_1} bis 2^{b_3}) $\quad BCC_1B_1 = b(+\Delta u - c.\Delta v);$

„ 2^{c_1} „ 2^{c_3}) $\quad BCC_1B_1 = b(-\Delta u + c.\Delta v);$

„ 2^d) $\quad BCC_1B_1 = b(-\Delta u - c.\Delta v).$

Da b und c gegebene Längen, also absolute Größen sind, so findet man in diesen letzteren Formeln offenbar Δu und Δv mit denselben Vorzeichen, die ihnen, nach Obigem, in den entsprechenden Figuren zukommen. Damit ist aber der Formel (1) allgemeine Gültigkeit nachgewiesen, und man darf sagen: Der durch b und c und durch Δu und Δv, mit Berücksichtigung des Vorzeichens der beiden letzteren Größen, bestimmte Inhalt des Vierecks BCC_1B_1 ist gleich dem von BC positiv bestrichenen Flächentheil, weniger dem negativ bestrichenen.

Dieses Resultat, vorläufig nur gültig für unendlich kleine Flächen, läßt sich auf Flächen von endlicher Größe ausdehnen, wenn man für die Stange BC nur die Pfeile der Anfangs- und Endlage berücksichtigt, da die Pfeile für sämmtliche Zwischenlagen beziehungsweise einander entgegengesetzt sind und angesehen werden können, als ob sie sich gegenseitig tilgten,

während die für die Punkte C und B geltenden Pfeil Aneinanderreihen der elementaren Vierecke continuirlic laufen. Darnach entspricht für Figur 4 der durch di A und den Winkel COC_n angegebene Inhalt, der CC_nO minus OB_nB. Für Figuren, in denen nicht welche Elemente mehr als ein Mal bestrichen werden, die Richtigkeit dieser Behauptung sofort ein. Wo Jen Fall ist, beachte man, daß immer ein negatives Best des betreffenden Elementes ein vorhergegangenes ode folgendes positives Bestreichen aufhebt; man wird dan klar darüber, daß alle außerhalb des Linienzuges BC bestrichenen Elemente ebenso oft positiv wie negativ, a gebraisch gar nicht bestrichen werden und daher für da resultat ohne Einfluß sind, während alle Elemente der BB_nO ein Mal mehr negativ als positiv, dagegen Fläche CC_nO ein Mal mehr positiv als negativ be

werden. Beispielsweise wird in Fig. 5ª das von rechts nach links schraffirte Dreieck von B C erst negativ (beim Uebergang von B C nach $B_1 C_1$), und dann positiv (beim Uebergang von $B_1 C_1$ nach $B_2 C_2$) bestrichen, und die Fläche ist für diese Lage der Stange $C C_2 O_2 - O_2 B_2 B$. Beim Weitergehen der Stange wird das von links nach rechts schraffirte, vorher positiv bestrichene Dreieck rückläufig getroffen, also eliminirt, und u und v bestimmen jetzt $C C_3 O_3 - O_3 B_3 B$. Reiht sich nun noch ein Viereck $B_3 C_3 C_4 B_4$ an, Fig. 5ᵇ, so wird das vorher als positiv vorhandene Viereck $C_3 a O_4 O_3$, da es jetzt ganz in dem negativ bestrichenen neuen Viereck $C_3 C_4 B_4 B_3$ liegt, getilgt, und u und v geben jetzt, wie die Pfeile andeuten, $C C_4 O_4 - O_4 B_4 B = C a O_4' - a C_3 C_4 - O_4 B_4 B$ an. In dieser Weise kann man, wenn man annimmt, daß die obige Behauptung für irgend eine Lage der Stange B C richtig sei, nachweisen, daß sie dann auch für die nächstfolgende, der ersteren unendlich nahe Lage gilt, und damit ist sie allgemein bewiesen. Es ist dabei nicht nöthig, daß die Punkte B und C sich auf ihren Bahnen beständig vorwärts, d. i. in demselben Sinne bewegen; sie dürfen vielmehr auf denselben auch um beliebige Strecken zurückkehren, ohne daß der obige Satz dadurch ungültig, oder geändert wird. Sieht man also noch von verschlungenen Curven, auf die ich später kommen werde, ab, so ist für die auf Seite 73 mitgetheilte Formel (2) ganz allgemeine Gültigkeit nachgewiesen, bei richtiger Auffassung des durch F angedeuteten und durch den Sinn des Bestreichens bestimmten Begriffs.

Die vorstehenden ganz allgemein gehaltenen Sätze bilden die Grundlage der Theorie des Polar-Planimeters.

Es wurden bis jetzt zwei Fahrstifte B und C vorausgesetzt; practisch würde das unzulässig sein, da man so offenbar nicht alle Punkte einer irgendwie geformten Curve erreichen könnte; außerdem würde schon die Forderung, zwei Stifte auf getrennten Curvenzweigen genau zu führen und mit dem Auge zu verfolgen, das Instrument unbrauchbar machen, da man schon mit einem Fahrstift seine Noth hat. Man zwingt daher den Punkt B, eine bestimmte einfache Curve, etwa eine gerade Linie*), oder, wie im vorliegenden Falle, einen Kreis vom Radius O B = a (Fig. 6) zu beschreiben, indem man die Stange A C in B mit einer Stange O B durch ein Charnier verbindet; die Stange O B erhält in O eine Spitze zum Einstecken in die Zeichenebene, so daß sich B in einem Kreise N vom Radius O B = a bewegen muß, während nun mit C als Fahrstift jeder Punkt der Curve zu erreichen ist; ist letzteres wegen der Größe oder Form der zu umfahrenden Fläche noch nicht gleich der Fall, so ändert man die Stellung des Pols O passend, oder theilt die Figur. — Die practische Einrichtung des Planimeters erklärt sich aus den Figuren Iª und Iᵇ auf Tafel 9, welche denselben im Grund- und Aufriß etwa in natürlicher Größe zeigen. Es bezeichnen die Buchstaben A, B, C dasselbe, wie in den Figuren 1—6, Taf. 8, O dasselbe wie in Figur 6. Die Stange D E ist mit den übrigen Theilen des Instrumentes durch eine verticale Achse B verbunden und enthält am Ende E eine Nadel O O, welche in die Zeichenebene hineingedrückt wird und den sogenannten Pol bildet, um den sich das ganze Instrument dreht. Um den Pol niederzudrücken, setzt man auf den Polarm ein kleines Gewicht Q. Die stählerne Rolle A hat eine horizontale Achse, welche, wie auch die Achse B, ihre Lager in dem Rahmen F, resp. an Schrauben findet, die in diesen Rahmen eingesetzt sind. Die horizontale Achse überträgt mittelst einer Schraube ohne Ende die Bewegung der Rolle auf eine horizontale drehbare Scheibe G, welche in 10 gleiche Theile getheilt ist, so daß jedes Intervall zwischen zwei Theilstrichen genau einer ganzen Umdrehung der Rolle A entspricht: Eine Kerbe auf dem aufwärts gebogenen Arm des Lagerbügels für die Achse der horizontalen Scheibe dient als Index für die Ablesung auf der letzteren. Um die Bewegung der Laufrolle A zu messen, ist an derselben eine Trommel befestigt, deren Umfang in 100 gleiche Theile getheilt ist; ein an dem Rahmen F befestigter gekrümmter Nonius dient zum Ablesen von Tausendsteln des Rollenumfangs. Der Rahmen F ist in seiner obern Partie als Hülse ausgebildet, die an den Enden geschlitzt ist und mittelst der dadurch gebildeten federnden Lappen die in ihr verschiebbare Stange H J hält. Letztere trägt den Fachstift C C und meistens auf ihrer Oberfläche eine Theilung, um eine gewünschte Länge B C (angenähert) herstellen zu können: Einer der Lappen, welcher in der zur Richtung H J normalen Verticalebene von B endigt, dient hierbei als Index. Der Stab H J kann von rechts und auch von links her in die Hülse gesteckt werden, obwohl nicht beides gleichzeitig unbedingt nöthig ist. — Die geometrische Achse der Rolle, identisch mit der ihrer Drehachse, liegt mit der verticalen Drehachse des Stabes D E und mit der Spitze des Fahrstifts C C entweder in derselben Verticalebene, oder parallel zu dieser. Um dieser Bedingung genügen zu können, ist in unsern Figuren noch ein Mikrometerwerk zum Corrigiren der Lage des Fahrstifts gezeichnet.

Will man nun mit diesem Instrument irgend eine Figur messen, so stellt man O fest, meistens außerhalb der Figur, setzt C auf einen beliebigen Punkt des Umfangs der letzteren, markirt diesen Punkt, liest den Stand der Scheibe G und der Laufrolle A ab, und notirt die Ablesung; darauf umfährt man die ganze Figur in positivem Sinne oder rechtläufig, d. h. so, daß, wenn man mit C die Figur umgeht, das Gesicht stets nach der Richtung von C gewendet, jene stets an der rechten Seite liegt, (wobei sich C relativ zur Stange B C entweder recht- oder rückläufig bewegt, vergl.

*) Vergl. in Band 18, Jahrgang 1872 der Hannover'schen Zeitschrift die Abhandlung: „Der Amsler'sche Integrator".

Seite 75; ist man am Ausgangspunkt wieder angekommen, so liest man Scheibe und Rolle wieder ab. Die Differenz der Ablesungen nach und vor dem Umfahren ist eine bestimmte Zahl n, meistens eine ganze Zahl mit 3 Decimalstellen; liegt nun O außerhalb der Figur und ist der Rollenhalbmesser $= r$, also der abgewickelte Bogen $u = 2 r \pi . n$, so ist der Inhalt der umfahrenen Figur

$$F = b . u = b . 2 r \pi . n, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

denn offenbar ist der Winkel $v = 0$, da Anfangs- und Endlage von BC sich decken, ohne daß eine oder mehrere ganze Umdrehungen stattgefunden haben. (Sollen Anfangs- und Endlage von BC sich immer bestimmt decken, so ist nöthig, daß der Winkel OBC, Fig. 6, Taf. 8, den Werth 180° nicht überschreiten könne; der in Fig. I[a] und I[b], Tafel 9, gezeichnete Planimeter erfüllt diese Bedingung.) Folgendes diene zur Erläuterung, resp. zum Beweise des Gesagten:

Da es einerlei ist, wo auf dem Umfang einer Figur die Bewegung des Fahrstifts anfängt, weil eine Aenderung des Anfangspunktes bei vollständigem Umfahren der Figur nur eine andere Folge der Rollendrehungen, aber keine wesentliche Aenderung derselben nach sich ziehen kann, so nehmen wir den Punkt C (Fig. 7, Taf. 8) als Anfangspunkt an, in welchem BC die Curve berührt; ebenso werde die Curve in C_n von $B_n C_n$ berührt. Dann liegen — und hierauf kommt es an — C und C_n so, daß sie beim Umfahren der Figur die Grenzen sind, in denen die rückläufige Bewegung des Fahrstifts relativ zu BC in rechtläufige überg umgekehrt. Ist die Curve vorläufig der Art, da über M nach C_n keine rückläufige, und von C_n übe C keine rechtläufige Bewegung von C in Bezug Stange BC eintritt, so wird, wenn C den Weg zurücklegt, offenbar die Fläche $BCMC_nB_n$ von de algebraisch ein Mal positiv bestrichen, wie die mit + neten Pfeile andeuten, während alle außerhalb dies getroffenen Punkte gleich oft positiv und negativ werden und darum das Resultat nicht beeinflusser Bei der Bewegung des Fahrstifts von C_n über N wird, wie die Pfeile mit — andeuten, die Figur B_n algebraisch ein Mal negativ bestrichen, während w außerhalb dieser Figur getroffenen Punkte algebrai bestrichen werden. Da nun die Anfangs- und End BC zusammenfallen, ohne daß letztere eine oder meh Umdrehungen gemacht hat, so ist die algebraische aller Winkelelemente $\triangle v$ gleich Null, und es ents stattgehabte Rollenabwickelung allein dem Flächenir Curve CMC_nNC.

Tritt irgendwo zwischen C und C_n, z. B. bei C_1 Fig. 8, ein Wechsel in dem Sinn der Bewegung Bezug auf BC ein, so daß dieselbe von C bis C von C_1 bis C_2 negativ, und von C_2 bis C_n wied wird, so ändert das die Sache nicht, denn man e die von BC bis B_nC_n bestrichene Fläche:

$$+ BCC_1B_1 - C_1C_2P + PB_2B_1 + C_2C_nQ - QB_nB_2 = + BCC_1C_2C_nB_n.$$

Ein entsprechendes Resultat erhält man für die Strecke C_nC; sind hier C_3 und C_4 die Wechselpunkte, so i B_nC_n bis BC bestrichene Fläche:

$$- B_nC_nC_2B_2 + C_3C_4R - RB_4B_3 - C_4CS + SB_4B = - B_nC_nC_3C_4CB.$$

Man beachte, daß in diesem, wie im vorhergehenden Fall die Bewegung von C in Bezug auf die Curvenfläche stets rechtläufig war.

Ganz dasselbe Beweisverfahren kann man für jede beliebige Form der zu messenden Figur und für jede Lage derselben in Bezug auf den mit OB beschriebenen Kreis, so lange der Pol O außerhalb der Figur liegt, anwenden, wobei zuweilen der Fall eintreten kann, daß der Kreis die Figur schneidet, und daß die Flächen BCC_nB_n und B_nC_nCB verschlungen sind, ähnliche wie in Figur 4: An dem Resultat ändert das aber gar Nichts.

Aus dem Vorhergehenden folgt umgekehrt, daß, wenn eine geschlossene Curve rückläufig von dem Fahrstift umfahren wird, die Rolle im Ganzen eine rückläufige Drehung ausführen und der abgewickelte Bogen u, der selbst negativ ist, dem negativen Inhalt der Curve entsprechen muß. — Ferner: Wird eine verschlungene Curve theilweise positiv, theilweise negativ umfahren, so entspricht der abgewickelte Rollenbogen der Differenz zwischen den positiv und den negativ umfahrenen Theilen; beispielsweise würde ein Umfahren 9 nach der Richtung der Pfeile das Resultat (I) – (III) + (IV) geben müssen, wo (I) die Fläche a zeichnet.

In Figur 10 sei die Grade ab, und, abge der kleinen Schlinge bei a, auch die Grade cd e metrie-Achse der Curve. Wird dieselbe in der durch angedeuteten Richtung umfahren, so wird der a Rollenbogen nur dem Inhalt der kleinen Schlinge dem Vorzeichen + entsprechen: Die verticale Sc deutet die positiv, die horizontale die negativ u Theile an, und man sieht, daß hier immer ein p fahrener Theil von einem gleich großen negativ u Theil getilgt wird, bis dann schließlich nur die S a, da sie zwei Mal positiv umfahren wurde, ein dem Vorzeichen + übrig bleibt.

Für die vorstehenden Untersuchungen verdient gendes beachtet zu werden: Die Art und Weise, w (1) abgeleitet wurde, zeigt, daß in $\triangle u$ der Ei

Länge c implicite enthalten ist; dagegen muß die Summe $\Delta u + c.\Delta v$ unabhängig von c sein, da der Inhalt der Vierecke $B C C_1 B_1$ natürlich unabhängig von c sein muß. Ganz dasselbe gilt in Formel (2) von u und von $u + c.v$. In Formel (3) endlich ist v gleich Null, und darum muß u hier unabhängig von c sein, da das Gegentheil absurd wäre.

Es ist nicht schwer, aus den bis jetzt erhaltenen Resultaten den folgenden ganz allgemeinen Satz abzuleiten: Beschreiben die beiden Punkte B und C einer, mit einer Rolle A versehenen Stange BC von constanter Länge, wie wir sie in Figur 2 ff. vorausgesetzt haben, jeder für sich eine geschlossene Curve, und fällt dabei die Endlage von BC mit ihrer Anfangslage zusammen, so entspricht das Product aus dem abgewickelten Rollenbogen u in die Länge $BC = b$, also die Größe $b.u$, dem algebraischen Ueberschuß der von dem Punkt C positiv umfahrenen Fläche über die von B positiv umfahrene Fläche, unter der allgemeinsten, auch sonst üblichen und bereits für Figur 9 und 10 angewendeten Auffassung dieses letzteren Begriffs, wenn die Stange BC bei diesem Umfahren nicht eine oder algebraisch mehrere volle Umdrehungen macht; allgemein ist bei der Bildung der Differenz beider Flächen diejenige mit dem Vorzeichen — einzuführen, die derjenige Endpunkt B der Stange BC bestreicht, von dem man nach dem andern Endpunkt C sehen muß, um nach der rechten Seite hin Δu mit dem Vorzeichen + zu haben. Macht BC algebraisch k volle positive oder negative Umdrehungen, so daß nicht die Summe der Winkelelemente Δv gleich Null, sondern gleich $\pm 2\pi.k$ wird, so erhält man die algebraische Differenz der Inhalte jener beiden Curven, die auch einzeln oder durch einander irgendwie verschlungen und über einander gelagert sein können, in dem Ausdruck $b(u \pm c.2\pi.k)$.*) — Unter der Voraussetzung $k = 0$ basirt auf diesem Satz die folgende Betrachtung: Man denke sich (Fig. 11) ein Polygon von graden Stangen $a_1 a_2 .. a_n$, setze auf jede Stange irgendwo eine Planimeterrolle und führe irgend zwei der n Punkte $a_1, a_2 ... a_n$, z. B. a_1 und a_2, auf den geschlossenen Curven I und II, deren Form nur durch die Bedingung der Möglichkeit der Umfahrung beschränkt wird, bis $a_1 \; a_2$ in seine Anfangslage zurückgekommen ist. Dabei beschreiben die Endpunkte $a_3, a_4 ... a_{n-1}, a_n$ die Curven III, IV ... N — I, N, und es wickeln, wenn die Halbmesser sämmtlicher Rollen gleich sind, diese letzteren bestimmte Bögen ab; sind diese Bögen successive $u_1, u_2, u_3 ... u_{n-1}, u_n$, so hat man das folgende System von Gleichungen:

Fläche II	—	Fläche I	=	$\overline{a_1 a_2} . u_1.$
„ III	—	„ II	=	$\overline{a_2 a_3} . u_2.$
„ .	.	„ .		. . .
„ .	.	„ .		. . .
„ N — I	—	„ N — II	=	$\overline{a_{n-2} a_{n-1}} . u_{n-2}.$
„ N	—	„ N — I	=	$\overline{a_{n-1} a_n} . u_{n-1}.$
„ I	—	„ N	=	$\overline{a_n a_1} . u_n.$
Addirt: 0			=	$\sum_1^n (\overline{a_n a_{n+1}} . u_n).$ (4)

Dieser interessante Satz, der ein vollkommenes Analogon zu dem Gesetze vom Kräftepolygon in der Mechanik bildet, kann füglich das Gesetz vom Polygon der Planimeter genannt werden; er schließt als Specialfall das Gesetz vom Parallelogramm der Planimeter in sich.

Behält man für n — 1 der angenommenen Polygonseiten den Sinn der Rollenbewegung bei, kehrt ihn aber für die n^{te} Seite, z. B. für $a_1 a_n$ um, so führen die obigen Gleichungen zu der Schlußgleichung

$$\overline{a_n a_1} . u_n = \sum_1^{n-1} (\overline{a_n a_{n+1}} . u_n). \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Hieraus erkennt man den Planimeter $a_1 a_n$ als Resultirende der n — 1 Componenten: $a_1 a_2, \; a_2 a_3 ... a_{n-1} a_n$. Der Satz findet Anwendung im dritten Theil dieser Abhandlung.

Das auf der vorigen Seite Gesagte kann man benutzen, um das Instrument auch für den Fall zu discutiren, wo der Pol O innerhalb der zu messenden Figur liegt, wie in Figur 12; dabei ist es gleichgültig, ob die Curve, wie in der Figur, den Kreis des Punktes B vollständig einschließt, oder nur ein Stück desselben deckt. Setzt man den Inhalt der Curve gleich F, so erhält man, da BC bei dem Umfahren eine volle Umdrehung, und zwar in positivem Sinne macht, also $k = + 1$ wird:

$$F - a^2\pi = b(u + c.2\pi.1), \text{ also}$$
$$F = bu + (a^2 + 2bc)\pi,$$

oder, nach der Bezeichnung in Formel (3):

$$F = b.2r\pi.n + (a^2 + 2bc)\pi. \quad . \quad . \quad (6)$$

Diese Formel wird etwas durchsichtiger durch folgende Betrachtung: Setzt man $u = 0$, also auch $n = 0$, und nimmt an, daß beim Umfahren der Figur die Rolle sich weder vor- noch rückwärts, also gar nicht dreht, so erhält man:

$$F = (a^2 + 2bc)\pi. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Dies ist der Inhalt eines Kreises vom Radius $= \sqrt{a^2 + 2bc}$. Ist nun in Figur 13 der Winkel $OAB = 90^0$, so ist

*) Vergleiche die kleine Schrift von J. Amsler: „Ueber die mechanische Bestimmung des Flächeninhalts, der statischen Momente und der Trägheitsmomente ebener Figuren, insbesondere über einen neuen Planimeter. Schaffhausen 1856." §. 10.

$$\overline{OC}^2 = \overline{OA}^2 + \overline{AC}^2 = \overline{OA}^2 + \left(c + \frac{b}{2}\right)^2.$$

$$\overline{OA}^2 = \overline{OB}^2 - \overline{BA}^2 = a^2 - \left(c - \frac{b}{2}\right)^2, \text{ also}$$

$$\overline{OC}^2 = a^2 + 2bc. \quad \ldots \quad (8$$

Also ist bei $\angle OAB = 90^0$ die Linie OC der Radius des Kreises, der bei innerhalb der Curve liegendem Pol O zu dem von der Rolle angegebenen Inhalt $b.u = b.2r\pi.n$ addirt werden muß. In der That wird sich, wenn man mit dem Fahrstift diesen Kreis umfährt, die Rolle nicht drehen, wie man auf der Stelle einsieht.

Auf Seite 78 wurde bereits erwähnt, daß die Planimeter meistens so eingerichtet sind, daß man den Stab HJ (Fig. 1, Taf. 9) auch von links her in die Hülse F schieben kann. Für diesen Fall, wo dann die Rolle A zwischen den Punkten B und C liegt und das Instrument die in Fig. 14 (Taf. 8) angedeutete Form bekommt, gelten die Resultate der mitgetheilten Theorie offenbar unverändert, so lange der Pol O außerhalb der umfahrenen Figur liegt. Liegt dagegen O innerhalb der Figur, so bleibt zwar (siehe Figur 14) die Länge $OC = \sqrt{a^2 + 2bc}$, aber es hat hier, bei gleicher Länge b, die Länge c einen andern Werth als in Figur 13. Immer ist c der Abstand der Mitte von BC von der zur Richtung BC normalen Verticalebene des Berührungspunkts der Rolle. — Um den erwähnten Unterschied durch eine einfache Vorzeichen-Aenderung zu markiren, kann man auch sagen:

$$\text{Figur 13: } \overline{OC}^2 = \overline{OA}^2 + \overline{AC}^2 = \overline{OB}^2 - \overline{BA}^2 + (\overline{AB} + \overline{BC})^2$$
$$= \overline{OB}^2 + \overline{BC}^2 + 2.\overline{AB}.\overline{BC}.$$

$$\text{Figur 14: } \overline{OC}^2 = \overline{OA}^2 + \overline{AC}^2 = \overline{OB}^2 - \overline{BA}^2 + (-\overline{AB} + \overline{BC})^2$$
$$= \overline{OB}^2 + \overline{BC}^2 - 2.\overline{AB}.\overline{BC}.$$

Setzt man $\overline{AB} = d$, so ist, wenn in Figur 13 die Größe d positiv ist, dieselbe in Figur 14 negativ; hier liegt A rechts von B auf der Richtung BC, dort links von B auf der (verlängerten) Richtung CB. Dem entsprechend geben auch vorstehende Formeln:

$$\text{Figur } \begin{matrix}13\\14\end{matrix}\Big\{ \overline{OC}^2 = a^2 + b^2 + 2b(\pm d) = a^2 + b^2 \pm 2bd. \quad \ldots \quad (9$$

Es ist bislang hinsichtlich der zu messenden Figuren immer von „Curven" die Rede gewesen, Kürze halber; doch ist, und das muß ausdrücklich bemerkt werden, nirgends der in einer continuirlichen Curve ausgesprochene Begriff der Stetigkeit in die Untersuchung eingeführt, selbst nicht auf Seite 79 u. 80, wo in Bezug auf Fig. 7 und 8, indessen auch nur Kürze halber, der Ausdruck „berühren" gebraucht wurde; die Theorie gilt also auch dann, wenn man statt der Curven Polygone, oder theils geradlinig, theils gekrümmt begrenzte Flächen annimmt, mit andern Worten, für alle irgendwie begrenzten Flächen.*)

---

*) Noch verdient die folgende Modification des Planimeters Erwähnung: Man denke sich (siehe Figur 15) an dem Planimeter O, ABC mittelst eines in E befindlichen Scharniers eine Stange EC_1 befestigt, welche für alle Stellungen des Instruments durch eine Schiene DD_1, die in D und D_1 ebenfalls mit Scharnieren versehen ist, in einer zu der Richtung des Polarmes OB parallelen Lage erhalten wird. Wenn man nun mit dem Fahrstift C irgend eine Curve verfolgt, so bewegt sich der Punkt C_1 auf einer andern Curve, die durch Form und Lage der ersteren bestimmt ist. Zieht man die Grade OX beliebig und bezeichnet die Winkel COX und C_1OX resp. mit φ und φ_1, dagegen die Linien OC und OC_1 resp. mit ϱ und ϱ_1, so erhält man für die Flächen F und F_1 der von C und C_1 verfolgten Curven die Gleichungen

$$F = \int \frac{\varrho^2}{2}.d\varphi; \quad F_1 = \int \frac{\varrho_1^2}{2}.d\varphi_1.$$

Aus den Dreiecken OBC und OB_1C_1 folgt:

$$\varrho^2 = \overline{OB}^2 + \overline{BC}^2 - 2\overline{OB}.\overline{BC}.\cos\alpha = a^2 + b^2 - 2ab\cos\alpha$$

$$\varrho_1^2 = \overline{OB}_1^2 + \overline{B_1C_1}^2 - 2\overline{OB}_1.B_1C_1\cos\alpha = (a - f)^2 + e^2 - 2(a - f)e\cos\alpha.$$

Ferner ergiebt sich aus der Figur, in der der Winkel COC_1 der beiden Fahrstrahlen ϱ und ϱ_1 mit β bezeichnet ist:

$$\varphi_1 = \varphi + \beta, \text{ also } d\varphi_1 = d\varphi + d\beta.$$

Diese 3 Gleichungen verwandeln jene Integrale in:

$$F = \frac{a^2 + b^2}{2}\int d\varphi - ab\int \cos\alpha\, d\varphi.$$

$$F_1 = \frac{(a - f)^2 + e^2}{2}\int d\varphi - (a - f)e\int \cos\alpha\, d\varphi + \frac{(a - f)^2 + e^2}{2}\int d\beta - (a - f)e\int \cos\alpha\, d\beta.$$

Da diese Integrale sich auf die vollen Umfänge der Curven erstrecken und Anfangs- und Endlage des Instruments sich decken müssen (vergl. Seite 79), so erkennt man sehr leicht, daß stattfinden muß $\int d\varphi = 0$; $\int d\beta = 0$; $\int \cos\alpha\, d\beta = \int f(\alpha)\, d\alpha = 0$; dadurch erhält man die einfacheren Gleichungen:

$$F = -ab\int \cos\alpha.d\varphi; \quad F_1 = -(a - f)e\int \cos\alpha\, d\varphi.$$

Dividirt man diese beiden Gleichungen durch einander, so erhält man

$$F_1 = \frac{(a - f)e}{ab}F,$$

und da $F = b.u$ ist, so folgt weiter:

$$F_1 = \frac{(a-f)e}{a.b}.b.u = \left(1 - \frac{f}{a}\right)e.u.$$

Damit ist F_1 aus den Constanten des Instrumentes und aus der der Fläche F entsprechenden Rollenabwicklung bestimmt. Bei einer Anordnung ähnlich derjenigen, die in der Figur gezeichnet ist, ist immer F_1 viel kleiner als F; setzt man beispielsweise $a = 15$, $b = 18$, $e = 5$ und $f = 12$, so ist $F_1 = \frac{1}{18}F$. — Denkt man sich in C_1 einen zweiten Fahrstift angebracht und die kleinere Curve F_1 gegeben, so ist es, ohne daß die größere Curve wirklich gezeichnet ist, sehr leicht, den Fahrstift C so zu führen, daß C_1 genau auf dem Umfang der Curve F_1 bleibt. Unter der Voraussetzung, daß die Combination $\left(1-\frac{f}{a}\right)e.2r\pi$ der Constanten des Instruments bekannt ist, giebt dieses dann bei exacter Ausführung wegen der relativ großen Rollenabwickelung u die Fläche F_1 viel genauer, als wenn dieselbe mit dem einfachen Planimeter gemessen wird. Den Ausgangspunkt der Bewegung muß man natürlich für den Punkt C festlegen.

Planimeter nach diesem Princip zum Messen sehr kleiner Figuren werden in dem mechanischen Institut des Herrn Amsler-Laffon, der meines Wissens Erfinder auch dieses Instruments ist, zum Preise von 20 bis 25 Thaler wirklich angefertigt. — Die Bestimmung der Constanten $\left(1 - \frac{f}{a}\right)e.2r\pi$ kann hier in ähnlicher Weise wie es weiter unten für den einfachen Planimeter angegeben werden wird, oder durch directe Messung der Größen f, a, e und r erfolgen; vermittelst einer Einrichtung, durch welche man f vergrößern oder verkleinern kann, wird es ermöglicht, das Instrument für verschiedene Maaßstäbe und Maaßverhältnisse bequem herzurichten. — Eine Untersuchung der möglichen Fehlerquellen auch dieses Instruments, um aus der Natur der analytischen Ausdrücke für die aus jenen Quellen resultirenden Fehler Corrections-Regeln für das Instrument herzuleiten, liegt nicht in der Absicht dieser Abhandlung; übrigens ist der Gang dieser Untersuchung einfach, und die etwaigen Schwierigkeiten derselben sind rein analytischer Art.

b) Ueber graphisch-mechanisches Integriren im Allgemeinen.

Außer zur Ausmessung gegebener Figuren kann man den Planimeter auch benutzen, um bestimmte Integrale, die man nicht allgemein analytisch lösen kann, für bestimmte Zahlen- oder Linien-Werthe der unter dem Integralzeichen etwa vorhandenen Parameter, auszuwerthen; zu dem Ende muß man das Integral auf eine der Formen $\int y\,dx$ (für orthogonale Coordinaten) und $\int \frac{r^2}{2}\,d\varphi$ (für polare Coordinaten) oder auf eine andere Grundform für die Quadratur von Flächen bringen. Durch Auftragen der correspondirenden Werthe von x und y, resp. von φ und r gelangt man dann zu Curven, deren Flächen man mit dem Instrument bestimmen kann, und damit ist die Aufgabe gelöst. — Durch Rechnung kann man immer Specialwerthe der unter dem Integralzeichen stehenden Function, und damit die oben mit y und r bezeichneten Größen für bestimmte Werthe der x und φ ermitteln; oft ist dies Verfahren aber recht zeitraubend, und da man außerdem doch wieder zur Zeichnung übergehen muß, so ist es besser, daß man da, wo es angeht, construirt, also graphisch rechnet. Das letztere Verfahren ist sogar das einzig mögliche, wenn die Function der beiden von einander abhängigen Größen analytisch gar nicht existirt und zusammengehörige Specialwerthe derselben nur aus gezeichneten Figuren entnommen werden können. — Einige Beispiele werden die Praxis des Verfahrens erläutern:

Es sei zu lösen: $J = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} F(x).f(x)\,dx$, wo F(x) und f(x) Linien sind, die man entweder direct abgreifen oder leicht construiren kann; dann ist $F(x).f(x)$ ein Rechteck, das man auf die (beliebige) constante Basis k reduciren muß, so daß $F(x)f(x) = k.y$; man erhält dann $J = k\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} y.dx$.

Nun ist aber $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} y.dx$ die Fläche der zu verzeichnenden Curve, für die man nach Formel (3) erhält: $F = b.u$, so daß endlich $J = k.b.u.$ — Will man Polar-Coordinaten einführen, so setze man: $F(x)f(x) = r^2$, und construire r; ferner setze man $dx = k.d\varphi$, also $x = k\varphi$ und $\varphi = \frac{x}{k}$;

man erhält dann: $J = 2k\int_{\frac{\alpha_1}{k}}^{\frac{\alpha_2}{k}} \frac{r^2}{2}.d\varphi$; der Integral-Ausdruck ist die Fläche der zu verzeichnenden Curve, also gleich $F = b.u$, und daher $J = 2k.b.u$.

Es sei ferner zu lösen: $J = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} F(\varphi)f(\varphi)\,d\varphi$, und es seien wieder $F(\varphi)$ und $f(\varphi)$ bestimmte Linien; man setze $F(\varphi)f(\varphi) = r^2$ und construire r, und hat dann $J = 2\int_{\alpha_1}^{\alpha_2}\frac{r^2}{2}.d\varphi = 2.b.u.$ — Will man Orthogonal-Coordinaten einführen, so setze man: $F(\varphi).f(\varphi) = k.y$ und construire y; ferner mache man $\varphi = \frac{x}{k}$, also $d\varphi = \frac{dx}{k}$, und hat dann einfach: $J = \int_{k\alpha_1}^{k\alpha_2} ky.\frac{dx}{k} = \int_{k\alpha_1}^{k\alpha_2} y.dx = b.u.$

Ganz vorzüglich eignet sich dieses Verfahren zur Bestimmung von Ausdrücken von der Form: $\iint y^n . dy . dx = \frac{1}{n+1} \int y^{n+1} . dx$, also zur rein mathematischen Bestimmung der äquatorialen Momente n^{ten} Grades in Bezug auf die X-Achse, für die Flächen von beliebigen gezeichneten Figuren; man mache einfach: $x^{n+1} = k^n . y_n$, wozu man successive durch folgende Gleichungen gelangt:

$$y^2 = k . y_1,$$

$$y^3 = k^2 . \frac{y_1 y}{k} = k^2 . y_2.$$

$$y^4 = k^3 . \frac{y_2 y}{k} = k^3 . y_3.$$

$$y^5 = k^4 . \frac{y_3 y}{k} = k^4 . y_4, \text{ u. s. w. u.}$$

Die Construction dieser Gleichungen erfolgt in bel Weise und ist in Fig. 16ᵃ angedeutet; statt dessen man auch ähnlich wie in Fig. 16ᵇ, oder mit Hilfe vor parallelen construiren. Man gelangt auf diesem offenbar zuerst zu den Curven-Ordinaten für die M 1., 2., 3. Grades u. s. w., und schließlich zu denjeni das Moment n^{ten} Grades. Nennt man das Letztere mein M_n, und den Inhalt der zugehörigen Curve $F_n = b . 2 r \pi . \omega_n$, wo b, u und r für den Planimeter here Bedeutung haben, ω aber die Differenz der Laufrolle abgelesenen Zahlen ist, so hat man zunächst gegebene Fläche:

$$M_0 = \iint y^0 . dy . dx = \int y . dx = F_0 = b . u_0 = b . 2 r \pi . \omega_0; \text{ ferner}$$

$$M_1 = \iint y^1 . dy dx = \frac{1}{2} \int y^2 . dx = \frac{k}{2} \int y_2 . dx = \frac{k}{2} F_1 = \frac{k}{2} . b . u_1 = \frac{k}{2} . b . 2 r \pi . \omega_1,$$

$$M_2 = \iint y^2 . dy dx = \frac{1}{3} \int y^3 . dx = \frac{k^2}{3} \int y_2 . dx = \frac{k^2}{3} F_2 = \frac{k^2}{3} . b . u_2 = \frac{k^2}{3} . b . 2 r \pi . \omega_2,$$

— — — — — — — — — — — — — — — — — —

$$M_n = \iint y^n . dy dx = \frac{1}{n+1} \int y^{n+1} . dx = \frac{k^n}{n+1} \int y_n . dx = \frac{k^n}{n+1} F_n = \frac{k_n}{n+1} . b . u_n = \frac{k^n}{n+1} . b . 2 r \pi . \omega_n.$$

Für den Mittelpunkt des Moments n^{ten} Grades, dessen Abstand von der X-Achse $= \varrho_n$ sei, hat man

$$\varrho_n{}^n . F_0 = M_n, \text{ oder:}$$

$$\varrho_n{}^n . F_0 = \varrho_n{}^n . b . u_0 = \varrho_n{}^n . b . 2 r \pi . \omega_0 = \frac{k^n}{n+1} F_n = \frac{k^n}{n+1} . b . u_n = \frac{k^n}{n+1} . b . 2 r \pi . \omega_n,$$

und hieraus:

$$\varrho_n{}^n = \frac{k^n}{n+1} \frac{F_n}{F_0} = \frac{k^n}{n+1} \frac{u_n}{u_0} = \frac{k^n}{n+1} \frac{\omega_n}{\omega_0}.$$

Wollte man, was übrigens practisch wohl nicht vorkommt, direct das Moment n^{ten} Grades erhalten, so hätte man das y_n der Gleichung $y^{n+1} = k^n . y_n$ mit Hilfe der logarithmischen Spirale oder direct aus der parabolischen Linie dieser Gleichung, für rechtwinkelige Coordinaten, zu construiren. — Setzt man $n = 1$ und $n = 2$, so bietet das Vorstehende ein Mittel zur Bestimmung von statischen Momenten (M_1) und Trägheitsmomenten (M_2), wie es wohl ohne Anwendung des Amsler'schen Integrators einfacher kaum zu denken ist. In Figur 17ᵃ (Tafel 8), die jetzt ohne Weiteres verständlich sein wird, sind die betreffenden Curven für einen speciellen Fall gezeichnet und es ist die Construction für einen Punkt angedeutet. — Diejenigen Punkte, welche die im Abstande k zur Abscissen-Achse parallel gezogene Grade mit dem Umfang der Figur gemeinschaftlich hat, sind ebenfalls gemeinschaftliche Punkte für sämmtliche andern Curven; auch die Schnittpunkte der X-Achse n Umfang der gegebenen Figur sind gemeinschaftliche sämmtlicher Curven. — Für den Schwerpunktsal von der Momenten-Achse findet man:

$$\varrho_1{}^1 = \frac{k}{2} \frac{F_1}{F_0} = \frac{k}{2} . \frac{u_1}{u_0} = \frac{k}{2} \frac{\omega_1}{\omega_0};$$

für den Trägheitsradius

$$\varrho_2{}^2 = \frac{k^2}{3} \frac{F_2}{F_0} = \frac{k^2}{3} . \frac{u_2}{u_0} = \frac{k^2}{3} \frac{\omega_2}{\omega_0}.$$

Sehr gut construirt sich auch: $\iint x^n . dy .$ ($\int y^n . x . dy = k^n \int x_n . dy$, indem man also er x integrirt und dann ähnlich, wie es vorhin beschrieben verfährt.

Die Bestimmung des statischen Moments allein wird noch einfacher, wenn man von $\iint y\,.\,dy\,dx = \int \frac{y^2}{2}\,dx$ zu dem Ausdruck $k \int \frac{r^2}{2}\,.\,d\varphi$ übergeht. Dazu ist nur nöthig, daß man $y = r$ und $dx = k\,.\,d\varphi$, also $x = k\,.\,\varphi$ setzt. Die zu zeichnende Curve ist demnach eine Spirale der gegebenen Curve. Dadurch, daß man k groß genug wählt, erreicht man hier, daß der, beim Auftragen der kleinen Sehnen auf dem Kreise vom Radius k aus der Differenz dieser Sehnen gegen die zugehörigen Bögen resultirende Fehler practisch unmerklich wird. Die Construction ist in Fig. 17ᵇ angedeutet. Man erhält hier offenbar:

$$M_1 = \int \frac{y^2}{2}\,.\,dx = \int \frac{r^2}{2}\,.\,k\,.\,d\varphi = k \int \frac{r^2}{2}\,d\varphi =$$
$$k F_1 = k\,.\,b\,.\,u_1 = k\,.\,b\,.\,2 r \pi\,.\,\omega_1,$$

so daß hier F_1, u_1 und ω_1 nur halb so groß sind, wie bei orthogonalen Coordinaten.*) — Für das Trägheitsmoment hätte man bei Anwendung von polaren Coordinaten $y^3 = k\,.\,r^2$, also $\frac{k}{\sqrt{k y}} = \frac{y}{r}$ zu construiren, was weniger einfach ist, als die Methode für orthogonale Coordinaten; die parabolische Hilfscurve würde hier offenbar die semicubische Parabel sein.**)

Recht gut ist auch die folgende, aus dem Princip des Integrators leicht abzuleitende Construction: Man schneide aus einem Punkt N des Umfangs einer gegebenen Figur mit dem Halbmesser k auf der Momenten-Achse (X-Achse) den Punkt A ein; ist nun $\angle XAN = \varphi$, so mache man $\angle XAN_1 = 90 - 2\varphi$ (oder $90 + 2\varphi$) und $\angle XAN_2 = 3\varphi$. Liegen dann N_1 und N_2 auf dem aus A mit dem Radius k beschriebenen Kreise, so entsprechen die Flächen f_1 und f_2 der geometrischen Oerter von N_1 und N_2 den folgenden Gleichungen: $M_1 = \frac{k}{4}\,.\,f_1$; $M_2 = \frac{k^2}{4}\left(F - \frac{f_2}{3}\right)$. Alle correspondirenden Sehnen parallel der Momenten-Achse sind in den 3 Figuren gleich.

Wäre n negativ, hätte man also für eine gegebene Figur $\iint y^{-n}\,dy\,dx = -\frac{1}{n-1}\int \frac{dx}{y^{n-1}}$ (für jedes $n > 1$), zu bestimmen, so setze man successive $n = 2, 3, 4$ u. s. w., und erhält dann das folgende System von Gleichungen zur Lösung der Aufgabe:

$$\frac{1}{y} = \frac{1}{k^2}\,\frac{k^2}{y} = \frac{1}{k^2}\,y_{-2},$$
$$\frac{1}{y^2} = \frac{1}{k^2}\,\frac{y_{-2}}{y} = \frac{1}{k^3}\,\frac{k\,y_{-2}}{y} = \frac{1}{k^3}\,y_{-3},$$
$$\frac{1}{y^3} = \frac{1}{k^3}\,\frac{y_{-3}}{y} = \frac{1}{k^4}\,\frac{k\,y_{-3}}{y} = \frac{1}{k^4}\,y_{-4}, \text{ u. s. w.}$$

Fig. 16ᵇ zeigt die successive Construction dieser Ausdrücke; man könnte hier auch so wie in Fig. 16ᵃ, oder auch mit Antiparallelen arbeiten. — Für $n = 1$ könnte man so operiren: $\iint y^{-1}\,dy\,dx = \int \frac{x}{y}\,.\,dy = \frac{1}{k}\int \frac{k x}{y}\,dy = \frac{1}{k}\int z\,.\,dy$. — Direct könnte man $\frac{k^{n+1}}{y^n}$ wieder mit Hilfe der logarithmischen Spirale oder einer speciellen Hilfscurve construiren; ohne eine solche kommt man für ungrade n am schnellsten mit Polar-Coordinaten zum Ziele.

Das polare Trägheitsmoment einer Figur ist ein Ausdruck von der Form: $\iint r^2\,.\,r\,d\varphi\,.\,dr = \frac{1}{4}\int r^4\,d\varphi$. Setzt man hier $r^4 = k^2 \varrho^2$, also $r^2 = k\varrho$, so ist ϱ sehr

---

*) Genau so, wie hier das Moment 1sten Grades aus dem Moment 0ten Grades abgeleitet wurde, kann man ganz allgemein von der in orthogonalen Coordinaten gefundenen Curve für das Moment nten Grades übergehen zu der Curve für das Moment vom Grade $2(n+1) - 1$, in Polar-Coordinaten. Von der Curve vom Grade $2(n+1) - 1$ gelangt man, einerlei, ob sie in Orthogonal- oder Polar-Coordinaten gezeichnet ist, durch eine einzige Transformation: $y^2 = kz$ oder $r^2 = k\varrho$ zum Moment vom Grade $2^2(n+1) - 1$, von diesem ebenso zum Moment vom Grade $2^3(n+1) - 1$, u. s. w. Theoretisch interessant sind auch die Resultate, wenn man die Ordinaten oder Fahrstrahlen mehrerer Curven verschiedenen Grades, ohne an den Werthen von x und φ zu rühren, durch irgend welche algebraische Operationen combinirt. — Die bekannten Sätze über graphisches Rechnen oder specielle Hülfscurven führen auch sehr leicht zu Momenten mit gebrochenen Exponenten.

**) Eigenthümlich gestaltet sich die Construction der Curven F_n, wenn die gegebene Figur von der X-Achse, in Bezug auf welche die Momente der Fläche der Figur bestimmt werden sollen, geschnitten wird; folgende Ueberlegung hilft hier ohne Weiteres über alle Schwierigkeiten hinweg: In dem Ausdruck $\iint y^n\,dy\,dx$ ist dy absolut wie dx; das Vorzeichen, mit welchem die einzelnen Flächentheile in die Rechnung eintreten, hängt also bei negativen Ordinaten $-\mathfrak{y}$ von dem Vorzeichen von $(-\mathfrak{y})^n$, nicht von dem von $(-\mathfrak{y})^{n+1}$, wie es nach der ersten Integration in $\frac{1}{n+1}\int y^{n+1}\,.\,dx$ auftritt, ab; bezeichnet man also die positiven Ordinaten mit $+y$, so hat man: $M_n = \frac{1}{n+1}\left\{\int y^{n+1}\,dx - \int \mathfrak{y}^{n+1}\,dx \int\right\}$ und in diese Formel haben y und $\mathfrak{y}$, mit ihren Vorzeichen versehen, einzutreten; führt man beiderlei Ordinaten in dieselbe mit + oder absolut ein, so hat man demnach für $\left\{\begin{matrix}\text{grade}\\ \text{ungrade}\end{matrix}\right\}$ $n : M_n = \frac{1}{n+1}\left\{\int y^{n+1}\,dx \pm \int \mathfrak{y}^{n+1}\,dx\right\}$. Daraus folgt, daß man für grade n, wenn man die Curve F_n in rechtwinkeligen Coordinaten zeichnet, die Curvenfläche mit dem Planimeter ganz rechtläufig zu umfahren hat, während man für ungrade n die den negativen Ordinaten entsprechenden Theile negativ oder rückläufig umfahren muß. — Arbeitet man mit polaren Coordinaten, wie in Figur 17ᵇ, so gelangt man, wenn die X-Achse die Figur schneidet, zu schleifenartigen und übereinander gelagerten Curven; hier gilt eine dem eben Gesagten analoge Regel. — Aehnliche Rücksichten gelten für die allgemeine Anwendung dieser mechanischen Integrationsmethode.

leicht zu construiren, da außerdem $\varphi = \varphi$ bleiben kann, so hat man in dem Ausdruck $\frac{1}{4}\int k^2.\varrho^2.d\varphi = \frac{k^2}{2}\int\frac{\varrho^2}{2}d\varphi$ schon die gesuchte Lösung. Sie bietet ein Mittel, um das **Trägheitsmoment eines homogenen Körpers, dessen Form durch ein System von zur Achse normalen Querprofilen gegeben ist**, zu bestimmen, indem man dasselbe in rechtwinkeligen Coordinaten als Fläche darstellt, deren Ordinaten den für die einzelnen Profile gefundenen Momenten proportional sind; die Abstände dieser Ordinaten sind den Abständen der Profile gleich zu machen, und die Fläche selbst mißt man natürlich wieder mit dem Planimeter. Nähme die Dichtigkeit des Körpers von der Achse aus und von Profil zu Profil ab oder zu, so würde man, wenn das Gesetz für diese Aenderung nicht zu complicirt wäre, auch diesen Fall noch durch Construction behandeln können. — **Zur Bestimmung des Trägheitsmomentes eines Körpers aus Meridianprofilen** müßte man, wenn die X-Achse die Momenten-Achse ist, einen Ausdruck von der Form $\iiint(dx.dy.yd\varphi)y^2$, worin φ den von der Ebene des ersten Profils aus gezählten variabeln Winkel der einzelnen Profilebenen gegen jene Ebene bezeichnet, lösen. Integrirt man zunächst nach y, so erhält man $\int d\varphi\int\frac{y^4}{4}dx$; setzt man $\frac{y^4}{4} = \frac{k^2}{2}.\frac{\varrho^2}{2}$, und $dx = k.d\psi$, so erhält man weiter: $\int d\varphi\int\frac{k^2}{2}.\frac{\varrho^2}{2}.k.d\psi = \frac{k^3}{2}\int d\varphi\int\frac{\varrho^2}{2}.d\psi$. Jetzt ist das zweite Integral ein Flächen-Integral; setzt man dieses $= r^2$, so läßt sich für jedes Profil r durch Ausziehen der Quadratwurzel ermitteln, und man erhält so das Endresultat: $k^3\int\frac{r^2}{2}.d\varphi$. — Ist der Körper kein Rotationskörper mit der gegebenen Momenten-Achse als Achse, so ist es indessen vortheilhafter, nicht mit den Meridian-Profilen zu arbeiten, sondern aus denselben ein System von Normalprofilen abzuleiten. — Das polare Trägheitsmoment einer Figur ist gleich der Summe der Trägheitsmomente in Bezug auf zwei zu einander normale äquatoriale Achsen; hat man von den letzteren Momenten schon eins gefunden, so findet man das zweite wohl am schnellsten mit Hilfe des polaren Moments (vergl. indessen den Nachtrag Seite 95 ff.).

Das bis jetzt Gesagte läßt sich noch verallgemeinern und dadurch für manche Fälle bequemer machen, indem man nicht das Differential unter dem Integralzeichen allein, sondern in Verbindung mit einer reinen Function der unabhängigen Variabeln transformirt, wie folgende Beispiele zeigen:

Das Integral des äquatorialen Trägheitsmoments ist: $\iint y^2.dy.dx = \int xy^2.dy = \int xy.ydy$; man setze $xy = kz$, also $\frac{k}{y} = \frac{x}{z}$; ferner $y.dy = \frac{k}{2}$. also $y^2 = ku$, also $\frac{k}{y} = \frac{y}{u}$, und hat dann die Lö $\int kz.\frac{k}{2}du = \frac{k^2}{2}\int z.du$, nämlich $\frac{k^2}{2}$, multipl mit dem Inhalt der Curve, deren Abscissen die u, d Ordinaten die z sind.

In der Festigkeitslehre kommt auch der Aus $\iint xydydx = \int\frac{y^2}{2}.xdx$ vor; man löst denselben schnellsten durch die Substitution: $xdx = \frac{k^2}{2}.d\varphi$, $x^2 = k^2.\varphi$, also $\frac{k}{x} = \frac{x}{k\varphi}$; dies ergiebt die Lös $\int\frac{y^2}{2}.\frac{k^2}{2}d\varphi = \frac{k^2}{2}\int\frac{y^2}{2}d\varphi$.

In $\iint x^3y^3.dydx = \int\frac{y^4}{4}x^3dx$ setze man z. $y^4 = k^2z^2$, also $\frac{k}{y} = \frac{y}{z}$; ferner $x^3dx = \frac{k^2}{2}.u$ also $x^4 = k^2u^2$, also $\frac{k}{x} = \frac{x}{u}$; nun hat man $\int z^2.udu$; $udu = \frac{k^2}{2}.d\varphi$ gesetzt, giebt: $u^2 = 1$ also $\frac{k}{u} = \frac{u}{k\varphi}$, und damit die Lösung $\frac{k^6}{8}\int\frac{z^2}{2}.d\varphi$

Den Ausdruck $\iint\frac{x^3}{(x^2+y^2)(k^2+x^2)}dydx$ b man zunächst auf die Form: $\iint x^2\frac{d\left(\frac{y}{x}\right)}{1+\left(\frac{y}{x}\right)^2}\frac{dx}{k^2+}$ und führe die Integration nach y aus; dann erhält n $\int x^2.\text{arc}\left(tg = \frac{y}{x}\right)\frac{dx}{k^2+x^2} = \frac{1}{k}\int x^2\text{arc}\left(tg = \right.$ $\frac{d\left(\frac{x}{k}\right)}{1+\left(\frac{x}{k}\right)^2}$; nun setze man $\frac{d\left(\frac{x}{k}\right)}{1+\left(\frac{x}{k}\right)^2} = d\varphi$, also $\left(tg = \frac{x}{k}\right) = \varphi$, also $\frac{x}{k} = tg\varphi$, wonach φ unmi bar zu construiren ist; der gegebene Ausdruck geht nun in $\frac{1}{k}\int x^2\text{arc}\left(tg = \frac{y}{x}\right)d\varphi$, den man weiter au Endform $\frac{2}{k}\int\frac{\left(x\sqrt{\text{arc}\left(tg = \frac{y}{x}\right)}\right)^2}{2}d\varphi = \frac{2}{k}\int\frac{r^2}{2}$ bringt.

Hätte man das auf den ganzen Umfang einer gegeb

Curve bezügliche Integral $\int \frac{xy}{\sqrt{x^2+y^2}}(x\,dy + y\,dx)$ zu ermitteln, so bringe man diesen Ausdruck zunächst auf die Form: $\int \frac{xy}{\sqrt{x^2+y^2}} d(xy)$ und setze $xy = kz$, so daß man erhält $\int \frac{xy}{\sqrt{x^2+y^2}} k.dz = k \int \frac{xy}{\sqrt{x^2+y^2}} dz$; bringt man nun $\frac{xy}{\sqrt{x^2+y^2}}$ auf lineare Form und setzt dieselbe etwa gleich u, so erhält man das Resultat: $k \int u.dz$. Wäre statt dessen die Aufgabe gegeben: $\int \frac{xy}{\sqrt{x^2+y^2}} (x\,dy - y\,dx)$, so führe man zunächst Polar-Coordinaten ein, nämlich $x = r\cos\varphi$, $y = r\sin\varphi$; dadurch geht das Integral auf die Form $\int r^3 \sin\varphi\cos\varphi\,d\varphi = \frac{1}{4}\int r^3.2\sin\varphi \cos\varphi.2\,d\varphi = \frac{1}{4}\int r^3.\sin 2\varphi.d(2\varphi)$ über; dieser Ausdruck ist nun leicht graphisch zu behandeln. Es ist nämlich $\iint r\sin\varphi.r\,d\varphi.dr = \frac{1}{3}\int r^3 \sin\varphi.d\varphi$ das statische Moment der ganzen Curvenfläche in Bezug auf die X-Achse. Demnach ist der fragliche Ausdruck drei Viertel des statischen Moments einer neuen Curve, die aus der gegebenen dadurch abgeleitet werden kann, daß man, mit Beibehaltung der gegebenen Fahrstrahlen, alle Amplituden verdoppelt. Zeichnet man nun die Spirale dieser neuen Curve mit der Constanten k, so ist die Fläche dieser Spirale multiplicirt mit $\frac{3}{4}k$ die Lösung der gegebenen Aufgabe (vergl. Seite 89).

Den Ausdruck $\int r^3 \sin\varphi\cos\varphi\,d\varphi = \int xyr\,d\varphi$ kann man auch direct behandeln, indem man ihn auf die Form $k\int \frac{\varrho^2}{2} d\varphi$ bringt. Zu dieser Form kommt man entweder durch directe Construction, oder durch partielles Integriren, am besten aber auf folgende Weise: Dadurch, daß man das Integral $\int r^3 \sin\varphi\cos\varphi\,d\varphi$ erst nach r differentiirt und dann wieder nach r integrirt, kommt man zu der Form: $3\iint r^2 dr.\sin\varphi\cos\varphi\,d\varphi$. Da es nun für das Resultat gleichgültig ist, nach welcher Variabeln man zuerst integrirt, so darf dies in Bezug auf φ geschehen; man erhält dadurch: $3\int r^2.dr.\frac{\sin^2\varphi}{2} = 3\int \frac{(r\sin\varphi)^2}{2} d\varphi = 3\int \frac{y^2}{2} dr$. Setzt man nun $dr = k\,d\psi$ — also $r = k\psi$ — so kommt man zu dem Resultat $3k\int \frac{y^2}{2} d\psi$. Das Integral dieses Ausdrucks kann durch Zeichnen als Fläche dargestellt werden. — **Controle**: Verschiebt man die Y-Achse immer weiter nach links, so convergirt der Ausdruck $3\int \frac{y^2}{2} dr$ gegen die Grenze $3\int \frac{y^2}{2} dx$, der Ausdruck $\int r^3 \sin\varphi\cos\varphi\,d\varphi$ gegen die Grenze $\int r^3 \sin\varphi\,d\varphi$, d. i. in beiden Fällen das dreifache statische Moment der gegebenen Curve in Bezug auf die X-Achse.

Um für eine beliebige gegebene Curve (ohne Gleichung) ein Integral von der Form:

$$\int f_n\left(f_{n-1}\left(f_{n-2}\ldots f_3\left(f_2\left(f_1(g)\right)\right)\ldots\right)\right)dx,$$

wo f_n, f_{n-1}, $f_{n-2}\ldots f_3$, f_2, f_1 verschiedene Functionen bezeichnen, zu lösen, ist es sehr bequem, mit **Hilfscurven zu arbeiten**, in folgender Weise: Die Constante k werde Einfachheit halber gleich der Längen-Einheit und n **zunächst als grade Zahl** angenommen. Man zeichne in einem Coordinaten-System UZ, dessen U-Achse mit der X-Achse in dieselbe Grade fällt, und dessen Z-Achse mit der Y-Achse parallel und gleich gerichtet ist, die Hilfscurven der Gleichungen: $u = f_1(z)$, $z = f_2(u)$, $u = f_3(z)\ldots z = f_{n-2}(u)$, $u = f_{n-1}(z)$, $z = f_n(u)$, falls die f-Functionen nicht von vornherein durch gezeichnete Curven, sondern durch analytische Ausdrücke gegeben sind. Ist M ein beliebiger Punkt der gegebenen Curve, für welche obiges Integral zu lösen ist, und ist $PM = y$ die Ordinate dieses Punktes, so ziehe man die Graden MM_1, M_1M_2, $M_2M_3\ldots M_{n-3}M_{n-2}$, $M_{n-2}M_{n-1}$, $M_{n-1}M_n$, M_nN abwechselnd normal und parallel zur Y-Achse, so daß die Punkte M_1, M_2, $M_3\ldots M_{n-2}$, M_{n-1}, M_n und N successive auf der 1sten, 2ten, 3ten ... nten Hilfscurve und auf der (verlängerten) Ordinate PM liegen: Nun kann man aus der Zeichnung direct ablesen, daß der geometrische Ort des Punktes N die gesuchte Curve, ihre Fläche die Lösung des vorgelegten Integrals ist. — Ist n **eine ungrade Zahl**, so ist die Sache dieselbe, als wenn im Vorstehenden mit $n-1$ abgebrochen wäre; man führe dann als nte Curve die Grade $z = u$ ein und verfahre nun genau so wie vorhin; man könnte auch mit der Graden $u = z$ als erster Curve beginnen, müßte dann aber in den obigen Gleichungen die Buchstaben u und z vertauschen, und es müßte allgemein die ete Function der $e + 1$sten Curve, also schließlich die $n - 1$ste Function der nten Curve entsprechen. Hätte man $\int f_n\left(f_{n-1}\ldots f_2\left(f_1(f(x,y))\right)\ldots\right)dx$ zu ermitteln, so müßte man zunächst $f(x, y)$ auf lineare Form bringen, also etwa gleich $\mathfrak{y}$ machen, und hätte nun für eine Curve mit den Coordinaten x und y das Integral $\int f_n\left(f_{n-1}\ldots f_2\left(f_1(\mathfrak{y})\right)\ldots\right) dx$ wie vorhin zu lösen.

Schon für die Bestimmung von statischen und Trägheits-Momenten, namentlich wenn man mehrere Profile nach einander zu bearbeiten hat, ist dies Verfahren sehr brauchbar; hier hat man, bei Anwendung einer Constanten k, als erste Curve $u = \frac{z^2}{k}$, respectiv $\frac{z^3}{k^2}$, als zweite Curve die Grade $z = u$.

Da man die Länge s eines Curvenbogens zwischen zwei beliebigen Punkten desselben mit dem Cirkel abgreifen kann, so kann man für eine gegebene Curve auch Ausdrücke von der Form $\int y^n . ds$, also das Moment n^{ten} Grades des Curvenbogens in Bezug auf die X-Achse finden; man hat dabei nur $y^n = k^{n-1}.z$ und $ds = dx$, also $s = x$, oder $y^n = k^{n-2}.r^2$ und $ds = k.d\varphi$, also $s = k\varphi$ zu setzen. Sehr leicht löst man hiernach die Ausdrücke $\int y.ds$, $\int y^2.ds$ und $\int r^2.ds$, welche beziehungsweise das statische und das äquatoriale Trägheitsmoment eines Curvenbogens in Bezug auf die X-Achse, und das polare Trägheitsmoment des Bogens darstellen. In ähnlicher Weise, wie oben für das Trägheitsmoment eines Körpers angegeben wurde, kann man von diesen Ausdrücken zu dem statischen Moment und zum Trägheitsmoment gegebener Oberflächen gelangen, während man andererseits, von $\iint y.dydx$ ebenso zum statischen Moment eines Körpers gelangt.

Man erkennt aus dem Vorstehenden die Leistungsfähigkeit dieser Methode, die z. B. für das allgemeine Momentenproblem die Seilpolygon-Methode der graphischen Statik weit überholt; sie unterscheidet sich von den sonst für ähnliche Zwecke üblichen Methoden dadurch wesentlich, daß diese meistens mit kleinen Flächen-Elementen, die man angenähert als Dreiecke, Parallelogramme, Paralleltrapeze u. dergl. ansehen kann, arbeiten, während bei dem hier gegebenen Verfahren keine derartigen Elemente benutzt, sondern allgemein in die Integral-Ausdrücke der Aufgabe durch Construction neue Variable substituirt werden — wobei sich die Transformation der Integral-Grenzen von selbst macht — so daß dem Begriff der Continuität der Functionen vollständig Rechnung getragen wird. Durch diese allgemeinere Auffassung kommt man dazu, selbst noch Ausdrücke von so complicirter Form wie z. B. $\int \frac{x^{3^1/_4}}{y^{1^1/_2}} \frac{x+y}{x-y} \frac{s^2}{\sqrt{x^2+y^2}} \operatorname{arc}\left(\sin = \frac{y}{x}\right) ds$ und ähnliche lösen zu können, und zwar mit ziemlich großer Genauigkeit. Kann man, was wenigstens angenähert immer möglich ist, für irgend welche Punkte Tangenten an die gegebene Curve ziehen, so dürfen unter dem Integralzeichen sogar Differential-Quotienten der gegebenen Curve stehen, ohne daß das Verfahren den Dienst versagt; auch ist dasselbe ohne Weiteres auf den Fall zu übertragen, wo für eine gegebene Curve ohne Gleichung ein Doppelintegral gegeben ist, bei dem man rein analytisch weder nach der einen, noch nach der anderen Variabeln zu integriren im Stande ist.

Die Einfachheit der Bestimmung des statischen Moments einer Fläche, mit Hilfe von Polar-Coordinaten, würde sich unmittelbar auf das Trägheitsmoment übertragen lassen, wenn man dasselbe direct auf die Form eines Flächen-Integrals in Polar-Coordinaten transformiren könnte*); dabei müßte gleichzeitig das statische Moment, da es eine Dimension we-

---

*) Nachtrag: Die einfachste und darum für die praktische Anwendung die beste Lösung für das äquatoriale Trägheismoment ist die folgende: Das fragliche Moment in Bezug auf die X-Achse, in Polar-Coordinaten ausgedrückt, ist, wenn die veränderlichen Winkel von der X-Achse ausgezählt werden, folgendes:

$$M_2 = \iint (r \sin\varphi)^2 r\, d\varphi . dr = \frac{1}{4}\int r^4 \sin^2\varphi\, d\varphi = \frac{1}{4}\int (r.r\sin\varphi)^2 d\varphi.$$

Setzt man nun einfach: $r.r\sin\varphi = k.\varrho$, so ergiebt sich schon die Lösung:

$$M_2 = \frac{1}{4}\int k^2\varrho^2 d\varphi = \frac{k^2}{2}\int \frac{\varrho^2}{2} d\varphi.$$

Diese, vom statischen Moment völlig unabhängige Lösung, beruht auf strenger Theorie, nicht auf Annäherung, und bildet ein vollständiges Analogon zu der weiter oben bereits angeführten Lösung für das polare Trägheitsmoment; sie erfordert für irgend einen Punkt in dem Umfang der gegebenen Fläche nur die Construction von ϱ aus der Proportion $\frac{k}{r} = \frac{r\sin\varphi}{\varrho}$, und diese Construction kann ohne Cirkel und ohne daß man, außer den Fahrstrahlen, die übrigen Constructionslinien wirklich zu ziehen brauchte, durchgeführt werden, und bietet nicht die allergeringste Schwierigkeit. Wegen des praktischen Werths dieser Lösung mag hier noch kurz untersucht werden, welche Curve dem Kegelschnitt der Gleichung

$$\alpha y_1^2 + \beta x_1 y_1 + \gamma x_1^2 + a y_1 + b x_1 + c^2 = 0$$

entspricht. Bezeichnet man die Coordinaten der neuen Curve mit x und y, so gelten die Beziehungen:

nach Augenmaß finden; aus ihr findet man dann $\Delta z = k.\Delta\varphi$, während natürlich als Ordinaten und Fahrstrahlen die Ordinaten der eigentlichen Curve beizubehalten sind. Ueberschlägt man mehrere bereits bearbeitete Punkte und wendet dasselbe Verfahren auf ein größeres Stück der Figur an, so hat man ein Mittel, die Genauigkeit der Zeichnung zu controliren. — Wollte man durch dieselbe Transformation außer den Momenten vom 1. und 2. Grade gleichzeitig auch noch das vom 3. Grade erhalten, so müßte man setzen: $\int_{x_0}^{x_2} y^2.dx = k^2.\Delta z = k^2.k\Delta\varphi$, ersteres für die beiden ersten Momente, letzteres für das Moment vom dritten Grade. Das vorstehende Integral ist das doppelte statische Moment für das Flächenstück zwischen den Ordinaten y_0 und y_2, und es ist dasselbe für geradlinige Begrenzung der Figur nach den Regeln der Schwerpunktsbestimmung eines Paralleltrapezes durch Construction strenge zu lösen, während man dasselbe für wirkliche Curven entweder nach Augenmaß, oder mittelst Annäherungsconstructionen, oder in der oben angegebenen Weise mechanisch auswerthen müßte. Die Anfangs- und End-Ordinaten, resp. Fahrstrahlen, für die Curve des Moments zweiten resp. dritten Grades schneiden auf der X-Achse, resp. auf dem Kreise vom Radius k eine Länge l ab, welche der Gleichung: $\frac{1}{2}k^2.l$ = Moment ersten Grades der gegebenen Figur, entspricht.

Zwei Hauptvorzüge der im Vorstehenden beschriebenen Integrationsmethoden, die im Gebiete des graphischen Rechnens dem bestimmten Integral seinen Platz anweisen, und die ersichtlich nur bei Anwendung des Planimeters*) ihre volle Kraft entwickeln können, dürften ferner noch darin liegen, daß bei allen Methoden, die theoretisch nicht auf Annäherung beruhen, die Formen der gegebenen Curven, das Verfahren

---

z. B. statt der beiden Graden: $y_1 \mp a = 0$ die Graden: $y \mp \frac{a^2}{k} = 0$; statt der Graden: $\alpha y_1 - \beta x_1 - a = 0$ die Parabeln: $\alpha y^2 - 2\alpha\beta xy + \beta^2 x^2 \mp \frac{a^2}{k}y = 0$; statt der Graden: $y_1 - \alpha x_1 = 0$ dieselbe Grade: $y - \alpha x = 0$; statt des Kreises: $x_1^2 + y_1^2 - r^2 = 0$ die beiden Kreise $\left(y \pm \frac{r}{2}\right)^2 + x^2 - \frac{r^2}{4} = 0$; statt der Hyperbel: $\alpha y^2 + \beta xy + c^2 = 0$ die beiden Graden: $\alpha y + \beta x \pm \frac{c^2}{k} = 0$; u. s. w.

Auch für das statische Moment führt die Anwendung von Polar-Coordinaten zu einer sehr brauchbaren Lösung, nämlich: $M_1 = \iint r\sin\varphi.r\,d\varphi.dr = -\int r^2\cos\varphi.dr$ $= -\int k.y.dr = -k\int y.dr$, so daß man nur die Proportion $\frac{k}{r} = \frac{r\cos\varphi}{y}$ zu realisiren hat. Bei der Ausführung braucht man auch hier von den für irgend einen Punkt des Umfangs der gegebenen Curve nöthigen Hilfslinien nur eine einzige wirklich auszuziehen. Das Minus-Zeichen deutet an, daß die zu zeichnende Curve in rückläufiger Bewegung erzeugt wird, wenn die Construction auf der gegebenen Curve rechtläufig vorwärts schreitet, und umgekehrt. — Bleibt man für irgend einen Punkt mit der Construction in dem Quadranten, in dem der Punkt selbst liegt — nöthig ist dies nicht — und nennt die rechtwinkeligen Coordinaten der gegebenen Curve x_1 und y_1, die der neuen Curve x und y, so erhält man hier statt der Gleichung zweiten Grades:

$$\alpha y_1^2 + \beta x_1 y_1 + \gamma x_1^2 + a y_1 + b x_1 + c^2 = 0$$

die Gleichung:

$$\alpha x^4 + (\pm a x + \beta k y)\sqrt{x^4 - k^2 y^2} + c^2 x^2 \pm b k x y + (\gamma - \alpha) k^2 y^2 = 0,$$

und zwar mit Hilfe der leicht zu entwickelnden Beziehungen: $x_1 = \frac{\pm ky}{x}$ und $y_1 = \pm\frac{1}{x}\sqrt{x^4 - k^2y^2}$: Das obere Vorzeichen gilt für den ersten und dritten, das untere für den zweiten und vierten Quadranten. Darnach erhält man z. B. statt der Graden: $x_1 = 0$ (Y-Achse) die Graden $x = \pm x$ (X-Achse); statt der Graden: $y_1 = 0$ (X-Achse) die Parabeln $x^2 = \pm ky$; statt der Graden: $x_1 = +a$ und $-a$ die Graden: $y = \pm\frac{a}{k}x$ oder $\mp\frac{a}{k}x$; statt der Graden: $y_1 = \pm a$ die Curve: $x^4 - a^2x^2 = k^2y^2$; statt der Graden: $y_1 = tg\,\omega.x$ die Parabeln: $x^2 = \pm\frac{k}{\cos\omega}y$; statt des Kreises: $x^2 + y^2 = r^2$ die Graden: $x = \pm r$, mit $x = \pm\frac{r^2}{k}$ als Maximum / Minimum; u. s. w.

---

*) Bei Anwendung des Momenten-Planimeters würde man die gegebenen Integrale nur auf Momenten-Integrale zu transformiren brauchen und käme dadurch häufig einfacher und schneller zum Ziel.

höchstens vereinfachen, nie complicirter machen können, und daß die Endcurven meistens sehr deutlich das zur Anschauung bringen, was man die „Dichtigkeit" der Function unter dem Integralzeichen für die gegebene Curve nennen könnte, so daß man den Einfluß einzelner Theile der Curve, resp. Fläche auf das Resultat klar erkennt. Uebrigens sind die Methoden nur mit den Mängeln behaftet, die allen graphischen Methoden als solchen überhaupt anhängen; ein Forttragen von Fehlern findet nur bei den Näherunüsmethoden Statt, aber auch hier kommen alle Fehler nur rein additiv oder subtractiv zur Wirkung; endlich erkennt man beim Zeichnen unmittelbar, in welchen Gegenden der gegebenen Figuren u. s. w. man am sorgfältigsten zu construiren hat und wo dies am wenigsten nöthig ist, und jeder etwa vorgekommene Zeichenfehler macht sich durch die abnorme Lage des betreffenden resultirenden Punkts sofort bemerkbar.

---

c) Justirung und Correction des Planimeters und sonstige Bemerkungen.

Die in der Abtheilung a) dieser Abhandlung vorkommenden Dimensionen eines Planimeters, also die Längen a, b, c, d und r, sind meistens von vornherein für ein gegebenes Instrument nicht genau bekannt und können auch, mit gewöhnlichen Mitteln, nicht so scharf gemessen werden, daß man auf Grund dieser Messungen die in den Formeln (3) und (6), resp. (9) vorkommenden Combinationen dieser Constanten mit genügender Schärfe bestimmen könnte. Dies ist indessen nöthig, um zu wissen, welcher absolute Flächeninhalt einer Rollenumdrehung entspricht, wenn der Pol außerhalb der zu messenden Figur liegt, und welche Constante man zu dem gemessenen Resultat hinzuzuaddiren hat bei innen liegendem Pol. Ueber die directe Messung jener Längen, deren Werth nicht zu verkennen ist, die aber für den Ingenieur meistens zu viel Umstände machen wird, vergleiche man die Abhandlung von Professor Ehereſt: „Ueber Amsler's Polarplanimeter", im Civilingenieur, Jahrgang 1866. Ohne eine solche directe Messung führt, immer noch unter Voraussetzung eines fehlerfreien Instruments, das folgende Verfahren zum Ziel:

Die Mechaniker liefern zu jedem Planimeter ein kleines dünnes Blechstückchen*), welches in genau bestimmten Abständen von einander sehr feine runde Löcher enthält. Legt man dieses Blech auf die Zeichenebene, steckt durch eins derselben eine feine Nadel in das Reißbrett, und setzt in ein anderes den Fahrstift, so kann man mit diesem leicht und sicher einen Kreis umschreiben, dessen Radius gleich dem Abstand der beiden Löcher ist. Dieser Abstand sei nun beispielsweise gleich ϱ^{cm}; beiläufig bemerkt, wählen die Mechaniker zuweilen ϱ, zuweilen $\varrho^2.\pi$ als runde Zahl, was übrigens für das Princip der Methode gleichgiltig ist, wenn in beiden Fällen ϱ (durch die Theilmaschine) genau den beabsichtigten Werth bekommt. Umfährt man nun den Kreis von ϱ^{cm} Radius m Mal hinter einander (um einen Fehler, den man beim Aufhören etwa dadurch macht, daß man nicht ganz scharf auf den Ausgangspunkt zurückkommt, und einen etwaigen Nonius-, Theilungs- und Ablesungsfehler möglichst zu eliminiren), und gelangt man dabei zu einer Ablesungsdifferenz n, so hat man nach Formel (3):

$$b.2r\pi.n = m.\varrho^2.\pi,$$

und demnach ist der Absolutwerth einer Rollenumdrehung

$$b.2r\pi = \frac{m.\varrho^2.\pi}{n}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

und zwar in Quadratcentimetern. — Dadurch, daß der Stab HJ (Figur 1, Taf. 9) in der Hülse F verschiebbar ist, kann man es erreichen, daß diese Zahl eine runde Ganzzahl i wird. Setzt man nämlich

$$\frac{m.\varrho^2.\pi}{n} = i,$$

so wird

$$n = \frac{m.\varrho^2.\pi}{i}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Man muß also den Stab HJ in seiner Hülse F so lange verschieben, bis man nach m-maligem Umfahren des Kreises zu einer Ablesungsdifferenz $\frac{m.\varrho^2.\pi}{i}$ kommt. Aus den Gleichungen (10) und (11) folgt direct: $b.2r\pi = i$; hiernach kann man, da man r leicht (angenähert) messen kann, b angenähert berechnen und dann mit Hilfe der schon auf Seite 78 erwähnten, von der zu BC normalen Verticalebene des Punktes C ab zählenden Theilung auf dem Stab HJ diesen letzteren ungefähr richtig einstellen, und spart sich dadurch zeitraubendes Probiren. Für die letzte Justirung der Stablänge bringt man passend an Stab und Hülse eine Mikrometerschraube an, wie es in Fig. 1, Taf. 9 gezeichnet ist. Ich halte dieses Verfahren für correcter, als ein anderes auch wohl übliches, wonach für verschiedene i und verschiedenartige Maßeinheiten Marken auf dem Stab eingravirt sind, die man mit dem auf Seite 78 erwähnten Index an der Hülse F zur Coïncidenz bringen muß; es laufen hierbei leicht Ungenauigkeiten unter, außerdem muß man sich dabei ohne Weiteres auf die Richtigkeit der Marken verlassen. — Theoretisch würde es am besten sein, m möglichst groß zu nehmen; practisch nimmt man am besten m = 2 oder 3, weil die

*) Control-Lineal genannt.

Rolle bei häufigerem Verfolgen derselben Bahn das Papier polirt, wodurch die Drehung der Rolle um ein Geringes beeinflußt werden kann: man lese hierüber die citirte Abhandlung von Professor Cherest und die Abhandlung von Professor Junge: „Eine Versuchsreihe mit dem Amsler'schen Polarplanimeter", im Civilingenieur, Jahrgang 1866, nach. Durch den erwähnten Grund ist es auch motivirt, die Polstellung immer um ein Geringes zu ändern, wenn man es so weit gebracht hat, daß nur noch sehr geringe Verschiebungen von HJ nöthig sind. Weitere Regeln ergeben sich später, wenn nicht mehr von der Justirung, sondern von der Correction des Instruments die Rede ist.

Ist der Längenmaßstab der zu messenden Figur $\frac{1}{l}$, der Höhenmaßstab $\frac{1}{h}$, so entspricht für den vorliegenden Fall eine Rollenumdrehung $i.l.h$ □zm der wirklichen Fläche in natürlicher Größe, und $i.l^2$ □zm, wenn $h = 1$ ist.

Setzt man statt einer Nähnadel den Polstift in das eine Loch des Hilfsblechs und verfährt wie vorhin, erhält nun aber eine Ablesungsdifferenz $= n_1$, wo nach Formel (8) die Zahl n_1 negativ sein muß, sobald $\sqrt{a^2 + 2bc} > \varrho$, so ist nach Formel (6):

$$b.2r\pi.n_1 + m(a^2 + 2bc)\pi = m.\varrho^2\pi,$$

und da nach Formel (10):

$$b.2r\pi.n_1 = \frac{m.\varrho^2.\pi}{n} n_1,$$

so wird

$$(a^2 + 2bc)\pi = \varrho^2.\pi\left(1 - \frac{n_1}{n}\right), \quad . \quad (12^a)$$

oder, wenn man für n seinen Werth aus (11) einsetzt:

$$(a^2 + 2bc)\pi = \varrho^2\pi - \frac{n_1}{m} i. \quad . \quad . \quad (12)$$

Dieses ist also der Werth der Constanten, die bei innenliegendem Pol zu dem direct von dem Instrument angegebenen Werth $b.u$ hinzuaddirt werden muß. Professor Cherest verwirft die angegebene Methode der Bestimmung dieser Constanten, als ungenau wegen des unrichtigen Spiels der Rolle, was hier seinen Einfluß in sehr nachtheiliger Weise ausüben soll; er fordert directe Messung der Dimensionen des Planimeters und bestimmt daraus die Constante. Ich bin der Ansicht, daß man dieselbe sehr wohl auf dem angegeben Wege bestimmen kann, wenn man nur ϱ nicht viel von $\sqrt{a^2 + 2bc}$ verschieden macht, was leicht möglich ist; reicht dann das Hilfsblech nicht aus, so zeichne man so genau wie irgend möglich den Kreis und umfahre ihn sorgfältig aus freier Hand. Die angebliche Ungenauigkeit des Messens mit innenliegendem Pol dürfte in der Regel davon kommen, daß die fraglichen Figuren für diese Art des Messens zu klein sind; auch bei außenliegendem Pol arbeitet man, procentisch gerechnet, um so genauer, je größer die Figur ist, d. h. im Allgemeinen. Uebrigens kann man durch Theilung großer Figuren den innenliegenden Pol und die „berüchtigte Constante" immer umgehen, und arbeitet dann bei den immer noch großen Theilen der Figur um so genauer.

Es läßt sich nicht verkennen, daß dem im Princip so vorzüglichen Amsler'schen Planimeter in seiner practischen Anwendung einige, theils wesentliche, theils nur unbequeme Mängel anhaften.*) Dazu gehören besonders die aus einem ungenauen Spiel der Rolle A auf dem Papier resultirenden Fehler; die veränderliche Größe der an dem Umfang der Rolle wirkenden Kraft, welche das Drehen der Rolle bewirkt; die wechselnde Größe des Widerstandes, der dem Drehen der Rolle entgegengesetzt wird; die veränderliche Größe des Widerstandes, den das Instrument einer Drehung um den Pol und um die Achse BB (Fig. 1, Taf. 9) entgegensetzt, und der, da auch das Moment, das diese Drehungen bewirken muß, veränderlich ist, leicht ein Abweichen des Fahrstifts zur Folge haben kann; die oft unbequeme Stellung der Trommel relativ zum Beobachter, wenn derselbe ablesen will; das oft ungünstige Auffallen des Lichts auf Trommel und Nonius. — Diese Mängel haben es indessen nicht verhindern können, daß der Polar-Planimeter, trotz anderen und besseren, aber auch sehr viel kostspieligeren und complicirteren Instrumenten, eine enorme Verbreitung unter Technikern, Geometern u. s. w. gefunden hat, ja, in Deutschland wohl der einzige Planimeter ist, von dem man wenigstens in Wahrheit sagen kann, daß er Eingang in die Praxis gefunden hat; dies ist der beste Beweis für seine Brauchbarkeit und gegen die Vorwürfe Derer, die das Instrument verwerfen. — Was das Drehen der Rolle betrifft, so hat es sich als practisch herausgestellt, dem laufenden Rande nur wenig Fläche zu geben und dieselbe parallel der Rollenachse sehr fein, nur mit der Loupe erkennbar, zu streifen. Ferner muß die Rolle so leicht beweglich sein, daß die geringste an ihrem Umfang wirkende Kraft, welche nicht normal zur Tangente des Berührungspunktes steht, im Stande ist, sie um ihre Achse zu drehen. Diese Drehung aber, sowie auch die Drehung um die Achse BB müssen stets so erfolgen, daß auch nicht das geringste Schlottern, weder normal noch parallel zu der betreffenden Achse möglich ist. Die Art des Einflusses eines derartigen Schlotterns auf die Angabe des Instruments ist ohne Schwie-

*) Zur Erlangung eines klaren Urtheils über diese Mängel empfehle ich das Lesen der bereits citirten Abhandlungen von Amsler, Cherest und Junge; ferner einer Polemik zwischen Prof. Amsler und Prof. Decher über den Planimeter, in Dingler's Polytechnischem Journal, Band CXL und CXLI; ferner das Werk: „Die Planimeter", vom Ingenieur Chr. Trunk; und sonstige Arbeiten. Auch in der Spielberger'schen Bayrischen „Zeitschrift für Geometrie", Jahrgang 1861, soll eine mit dem Planimeter angestellte Versuchsreihe mitgetheilt sein.

tigkeit aus der gegebenen Theorie zu ersehen*); ob das Schlottern eintritt oder nicht, erkennt man direct und auch daran, daß man bei dem später zu erwähnenden Correctionsverfahren zu keinem befriedigenden Resultat kommt, wenn das Schlottern stattfindet. Man vermeidet dasselbe dadurch, daß man beide Achsen mit conischen Spitzen in conisch ausgetieften, verstellbaren Spurlagern laufen läßt; Achsen und Lager müssen aus hartem Stahl hergestellt und gut rein und geölt erhalten werden.

Weiter ist nöthig, daß die Ebene des Rollkreises genau normal zur Rollenachse stehe; wenn die Rolle auf ihrer Achse nicht festgekeilt, sondern vor dem Abdrehen mit derselben verlöthet wird, so ist, bei guten Mechanikern, hier ein Fehler kaum zu erwarten; wäre er vorhanden, so würde das Instrument, resp. die Rolle vollständig unbrauchbar sein.

Die nächstfolgende, an das Instrument zu stellende Forderung ist die, daß die Achse B normal zur Ebene AOC, d. i. zur Zeichenebene stehe; ist dies nicht der Fall, so kann man nicht mit sicherem Erfolge die weiter unten erwähnten Correctionen durchführen, auch kippt das Instrument beim Arbeiten um die veränderliche Achse OA und liefert dadurch ein fehlerhaftes Resultat. Ohne diesen Fehler weiter durch Rechnung zu bestimmen, gebe ich nur an, wie der Mechaniker obiger Forderung genügen kann. Er stellt das Instrument auf eine genau eben geschliffene Platte und schraubt den Theil HJF desselben so auf dieser Platte fest, daß derselbe in seiner Stellung unbeweglich erhalten wird, ohne sich einerseits auf den Pol O, aus dem jetzt die Nadel entfernt sein muß, zu stützen, aber auch ohne daß sich der Pol von der Zeichenebene abhebt. Darauf corrigirt der Mechaniker an den Correctionsschrauben der Achse B so lange, bis der Pol O bei der Drehbewegung des Polarmes stets eben über der Platte hinstreift, ohne auf dieselbe irgendwo stark aufzudrücken und ohne sich von ihr zu entfernen. Ist dieser Zustand erreicht, so steht die Achse B normal zur Platte, wie es verlangt wurde. — Bei dieser Operation kann möglicherweise ein Auf- oder Abwärtsschieben des Polarmes auf der Achse B nöthig werden, und es muß durch die Construction des Instruments für die Möglichkeit desselben gesorgt werden.

Die nun folgende Untersuchung bezieht sich auf die Stellung der Rollenachse relativ zu der Linie BC und zu der Ebene OBC. Es wurde bislang vorausgesetzt, daß die Verticalebene der Achse durch BC gehe, und daß die Achse der Ebene OBC parallel sei. Es fragt sich jetzt: Welchen Einfluß hat es, wenn die Verticalebene der Achse mit BC einen Winkel δ, und wenn die Achse selbst mit der Ebene OBC einen Winkel ε bildet, und wie corrigirt man das Instrument in Bezug auf die hieraus hervorgehenden Fehler? — Setzt man zunächst $\varepsilon = 0$, so gelangt man durch das auf Seite 71 2c. (vergl. Fig. 1 und 2, Taf. 8) angewendete Verfahren zu Fig. 2, Taf. 9, indem man zunächst wieder die Stange parallel verschiebt aus der Lage ABC in die Lage $A_1B_0C_0$, und dann dieselbe um die Verticale des Punktes A_1 aus der Lage $A_1B_0C_0$ in die Lage $A_1B_1C_1$ dreht. Bei Voraussetzung unendlich kleiner Bewegungen hat man wieder:

$$BCC_1B_1 = BCC_0B_0 + B_0C_0C_1B_1.$$

Hierin ist, wenn jetzt statt des Zeichens $\varDelta$ das d der Differential-Rechnung eingeführt wird:

$$BCC_0B_0 = \overline{BC}.du_0 = b.du_0, \text{ wo } du_0 = \overline{AA_1}.\sin x.$$

Es wäre du_0 der abgewickelte Rollenbogen, wenn $\delta = 0$ wäre; da das nicht der Fall ist, so erhält man jetzt statt du_0 einen Bogen $du_\delta = \overline{AA_1}.\sin(x-\delta)$, so daß

$$du_\delta = du_0 . \frac{\sin(x-\delta)}{\sin x} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

Man würde also, wenn man du_δ als den das Parallelogramm BCC_0B_0 messenden Rollenbogen nähme, dieses um eine Größe

$$b(du_0 - du_\delta) = b.du_0\left(1 - \frac{\sin(x-\delta)}{\sin x}\right) = b.du_\delta\left(\frac{\sin x}{\sin(x-\delta)} - 1\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

zu klein erhalten. — Für die Drehung um die Verticale des Punktes A_1, um den Winkel dv, hat der Winkel δ keinen Fehler zur Folge; denn verlängert man die Linie B_0a_0 bis zu ihrem Schnittpunkt o mit B_1a_1, so ist:

$$\overline{B_0o} = c - \frac{b}{2} + m.\operatorname{tg}\frac{dv}{2}; \quad \overline{B_1o} = c - \frac{b}{2} - m.\operatorname{tg}\frac{dv}{2};$$

$$\overline{C_0o} = c + \frac{b}{2} + m.\operatorname{tg}\frac{dv}{2}; \quad \overline{C_1o} = c + \frac{b}{2} - m.\operatorname{tg}\frac{dv}{2};$$

ferner ist nun:

$$B_0C_0C_1B_1 = \frac{\overline{C_0o}.\overline{C_1o}.\sin dv}{2} - \frac{\overline{B_0o}.\overline{B_1o}.\sin dv}{2},$$

und wenn man die vorstehenden Werthe einsetzt:

$$B_0C_0C_1B_1 = b.c.\sin dv = b.c.dv.$$

Man gelangt für alle in Fig. 2, Taf. 8, gezeichne

*) Vergl. auch Amsler a. a. O. in Betreff dieser Fehlerquellen des Instruments.

zu demselben Resultat, wie es hier für den Fall: $+ du$ und $+ dv$, abgeleitet ist; das mit einem Fehlerwinkel δ behaftete Instrument giebt also für das Viereck $B C C_1 B_1$ den durch Formel (14) bestimmten Fehler; derselbe ist abhängig von δ, unabhängig von m, d. h. wenn $\delta = 0$, $m \gtrless 0$, so verschwindet der Fehler. „Darum giebt ein Planimeter, dessen Rollenachse in irgend welchem Abstande von der Verticalebene von BC parallel zu dieser und der Zeichenebene ist, theoretisch ebenso richtige Resultate, wie wenn die Achse in jene Verticalebene fällt." Dies gilt selbst dann, wenn der Pol O innerhalb der zu messenden Figur liegt, nur ist hier c die Länge von der Mitte von BC bis zur Verticalebene des Rollkreises. Practisch ist es gut, dafür Sorge zu tragen, daß m nicht zu groß werde, weil das Instrument bei kleinem m besser balancirt wird.

Der Winkel ε ändert, wenn er vorhanden ist, das soeben abgeleitete Resultat nicht, ist also theoretisch kein Fehlerwinkel, wie sich in folgender Weise zeigen läßt: Soll ε keinen Einfluß haben, so muß (siehe Fig. 3, Tafel 9), wenn ABC in die Lage $A_1 B_1 C_1$ kommt — A und A_1 sind wie früher die Berührungspunkte der Rolle — die von BC bestrichene Fläche

$$B C C_1 B_1 = b . du_\delta \frac{\sin x}{\sin (x - \delta)} + b . c . dv \quad (15)$$

sein, wo wieder du_δ den abgewickelten Bogen, dv den Winkel, den $B_1 C_1$ mit BC bildet, bezeichnet. Um die Richtigkeit dieser Gleichung nachzuweisen, bemerke man zunächst, daß bei vorhandenem ε die (verlängerte) Rollenachse in irgend einem Punkte S die Zeichenebene schneidet, und daß dieser Punkt relativ zu ABC eine feste Lage hat und als Spitze eines normalen Kegels aufgefaßt werden kann, dessen kreisförmige Basis der Rollkreis ist. Man zerlege dann die Bewegung der Stange, von BC nach $B_1 C_1$, in folgende drei Einzelbewegungen:

1) Eine Drehung um eine durch A gehende Verticalachse, um einen Winkel $d\varphi$, wobei S nach S_0 auf $A_1 S_1$ komme; dabei dreht sich die Rolle nicht um ihre Achse.
2) Eine Drehung um eine durch S_0 gehende Verticalachse, um einen Winkel $d\psi$, wobei A, jetzt A_0, nach A_0' auf der (verlängerten) $S_1 A_1$ rückt; dabei wickelt sich ein Bogen $k . d\psi$ ab, wenn $AS = k$ ist.
3) Eine Parallelverschiebung der Linie $B_0' C_0'$ nach $B_1 C_1$, entsprechend einer Verschiebung von A_0' längs $A_0' S_1$ nach A_1; dabei dreht sich die Rolle nicht um ihre Achse.

Man kann das System dieser Bewegungen in ihrer Aufeinanderfolge beliebig variiren, immer ist die algebraische Summe der von BC bestrichenen Flächen, nämlich $B C C_0 B_0 + B_0 C_0 C_0' B_0' + B_0' C_0' C_1 B_1$, bei richtiger Berücksichtigung des Sinnes, in dem sie bestrichen werden, gleich der Fläche $B C C_1 B_1$, d. h. im Sinne der Differentialrechnung; denn in der wirklich vorhandenen Differenz jener Flächensummen gegen die Fläche $B C C_1 B_1$ kommen nur Producte von Differentialen vor, die somit gegen einfache Differentiale verschwinden; man kann dies leicht durch Rechnung nachweisen, indessen auch ohne diese wohl übersehen. — Die bei den drei Einzelbewegungen von BC bestrichenen Flächen sind folgende:

$$1) \quad B C C_0 B_0 = b . c . d\varphi .$$

$$2) \quad B_0 C_0 C_0' B_0' = - b \left(\overline{B_0 s_0} + \frac{b}{2}\right) d\psi = - b (c - k \cos\delta) d\psi .$$

$$3) \quad B_0' C_0' C_1 B_1 = \overline{B_0' B_1} . \sin\delta . b = \overline{A_0' A_1} . \sin\delta . b$$
$$= (\overline{A_0' S_0'} - \overline{A_1 S_0'}) \sin\delta . b = (k - \overline{A_1 S_0'}) \sin\delta . b .$$

Nun folgt aus Dreieck $A S_0' A_1$:

$$\overline{A_1 S_0'} = \overline{A S_0'} . \frac{\sin A_1 A S_0'}{\sin A A_1 S_0'} = k \frac{\sin (x - \delta - d\varphi)}{\sin (x - \delta - d\varphi + d\psi)}, \text{ also}$$

$$B_0' C_0' C_1 B_1 = k \left(1 - \frac{\sin (x - \delta - d\varphi)}{\sin (x - \delta - d\varphi + d\psi)}\right) \sin\delta . b .$$

Soll ε kein Fehlerwinkel sein, so muß demnach folgende Gleichung richtig sein:

$$b . du_\delta \frac{\sin x}{\sin (x - \delta)} + b . c . dv = b . c . d\varphi - b (c - k \cos\delta) d\psi + k \left(1 - \frac{\sin (x - \delta - d\varphi)}{\sin (x - \delta - d\varphi + d\psi)}\right) \sin\delta . b . \quad (16)$$

Offenbar ist hierin: $du_\delta = k . d\psi$, $dv = d\varphi - d\psi$. Setzt man diese Werthe ein und dividirt durch bk, so erhält man leicht:

$$\left(\frac{\sin x}{\sin (x - \delta)} - \cos\delta\right) d\psi = \left(1 - \frac{\sin (x - \delta - d\varphi)}{\sin (x - \delta - d\varphi + d\psi)}\right) \sin\delta ,$$

und hieraus:

$$\delta - d\varphi + d\psi)\left(\frac{\sin x}{\sin(x-\delta)} - \cos\delta\right) d\psi = \left(\sin(x-\delta-d\varphi+d\psi) - \sin(x-\delta-d\varphi)\right)\sin\delta.$$

man nun die Factoren, die unter dem Sinus-Zeichen Differentiale enthalten, in folgender Weise auf:

$$\sin(x-\delta-d\varphi+d\psi) = \sin(x-\delta)\cos(d\psi-d\varphi) + \cos(x-\delta)\sin(d\psi-d\varphi)$$
$$= \sin(x-\delta) + \cos(x-\delta).(d\psi-d\varphi),$$
$$\sin(x-\delta-d\varphi) = \sin(x-\delta)\cos d\varphi - \cos(x-\delta)\sin d\varphi$$
$$= \sin(x-\delta) - \cos(x-\delta).d\varphi,$$

nn durch $d\psi$ und streicht endlich noch die mit Differentialen multiplicirten Glieder weg, so kommt man zu der Gleichung:

$$\sin x = \sin(x-\delta)\cos\delta + \cos(x-\delta)\sin\delta = \sin(x-\delta+\delta) = \sin x.$$

Gleichung, die man in derselben Weise, wie hier all: $+du$ und $+dv$ geschehen ist, auch für jeden r unter Fig. 2, Taf. 8, enthaltenen Fälle ableitet, ß ε ohne allen Einfluß ist auf das Endresultat, δ h Null sein oder nicht. Nur hat man zu beachten, eiden Verticalebenen durch den Berührungspunkt den Mittelpunkt des Rollkreises, beide normal zur ne der Rollenachse gelegt, jetzt nicht mehr zusammen- daß es auf die erstere, nicht auf die letztere jener enen ankommt. Practisch ist es selbstverständlich möglichst nahe an Null zu bringen, aber es bedarf Correctionsvorrichtung.

ehende Untersuchungen über die Winkel δ und ε r den störenden Einfluß des Winkels δ für ein s Viereck BCC_1B_1, nicht seinen Totaleinfluß für umfahrene Figur nach. Um hierüber Urtheil zu könnte man mit Formel (13) weiter arbeiten. r und eleganter jedoch ist die folgende Methode, hweist, daß man bei vorhandenem δ zu Zahlen e nicht den mit dem Fahrstift wirklich umfahrenen, stimmten andern Curven entsprechen, die man bei δ wenigstens zeichnen kann, und welche daraus ren zur Correction des Instruments ableitet. Da- $= 0$ gesetzt werden. — Es sei (Fig. 4, Taf. 9) der Planimeter, $\overline{Oo} = e$, und $r = f(\varphi)$ mit dem nkt o und der Anfangrichtung Oo, die Gleichung der ahrstift C umfahrenen Curve MN. Man lege an BC f BCC_1, mit einem Winkel $CBC_1 = \delta$, so daß lel AD ist. Es liege, wie gezeichnet, O außerhalb MN. Umfährt nun der Punkt C die Curve MN, so beschreibt C_1 eine Curve M_1N_1, und da BC_1 parallel der Rollenachse AD ist, so giebt der abgewickelte Bogen u_δ, multiplicirt mit $BC_1 = b_1$, die Fläche der Curve M_1N_1 richtig an, da man sich O, ABC_1 als neuen Planimeter denken kann, der von dem Fehlerwinkel δ frei ist. Es sei nun die Fläche der Curve MN gleich F_0, die der Curve M_1N_1 gleich $F_{\delta}{}^1$, so ist $F_{\delta}{}^1 = b_1 . u_\delta$, aber $F_0 \gtrless b.u_\delta$, wenn nicht zufällig $F_0 = b.u_\delta$. Die Werthe von F_0 und $F_{\delta}{}^1$ findet man so:

$$F_0 = \frac{1}{2}\int_0^{2\pi} r^2.d\varphi. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

Umfährt C die Curve MN, so bezeichne allgemein u_ω die dabei erfolgte Abwickelung einer Rolle, deren Achse mit BC den Winkel ω bildet; dem entsprechend sei der Inhalt der von C_1 beschriebenen Curve, wenn $\angle CBC_1 = \omega$ ist, gleich $F_\omega{}^1$, speciell gleich F_ω, wenn $BC_1 = BC$ wird. Zerlegt man nun den Planimeter BC_1 nach dem Satz vom Parallelogramm der Planimeter, Seite 81 und 82, in die beiden Planimeter BC und CC_1, so hat man:

$$F_{\delta}' = \overline{BC}.u_0 + \overline{CC_1}.u_{\pi-\gamma} = F_0 + \overline{CC_1}.u_{\pi-\gamma}. \quad (18)$$

Setzt man speciell $\overline{BC_1} = b_1 = \overline{BC} = b$, so wird hieraus:

$$F_\delta - F_0 = \overline{CC_1}.u_{\frac{\pi+\delta}{2}}. \quad . \quad . \quad . \quad (18^a)$$

Hieraus erkennt man, daß der von δ herrührende Gesammtfehler direct der Abweichung $\overline{CC_1}$ proportional ist. — Zerlegt man dagegen den Planimeter BC_1 in $BC_2 = b_1.\cos\delta$ und $C_2C_1 = b_1.\sin\delta$, so hat man:

$$= b_1.\cos\delta.u_0 + b_1.\sin\delta.u_{\frac{\pi}{2}} = \frac{b_1}{b}(b.u_0.\cos\delta + b.u_{\frac{\pi}{2}}.\sin\delta) = \frac{b_1}{b}(F_0.\cos\delta + F_{\frac{\pi}{2}}.\sin\delta. \quad (19)$$

man $b_1 = b$, so wird:

$$F_\delta = b.u_0.\cos\delta + b.u_{\frac{\pi}{2}}.\sin\delta = F_0.\cos\delta + F_{\frac{\pi}{2}}.\sin\delta.^{*)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19^a)$$

---

h Formel (13) wird: $F_\delta = b\int\frac{\sin(x-\delta)}{\sin x}du_0 + bc\int dv$, oder, nach Einsetzung der Grenzen:

Für ein kleines δ ist angenähert $\cos\delta = 1$, $\sin\delta = \delta$, daher

$$F_\delta - F_0 = F_{\frac{\pi}{2}} \cdot \delta, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19^b)$$

d. h. der Gesammtfehler ist für ein kleines δ direct proportional δ.

Sehr klar wird die Gleichung (19ª) durch graphische Darstellung. Betrachtet man (Fig. I im Text) die Fahrarme BC_0 und $BC_{\frac{\pi}{2}}$, für $\delta = 0$ und $= \frac{\pi}{2}$, als Achsen, δ als veränderlichen Winkel und F_δ als Radiusvector, so ist Gleichung

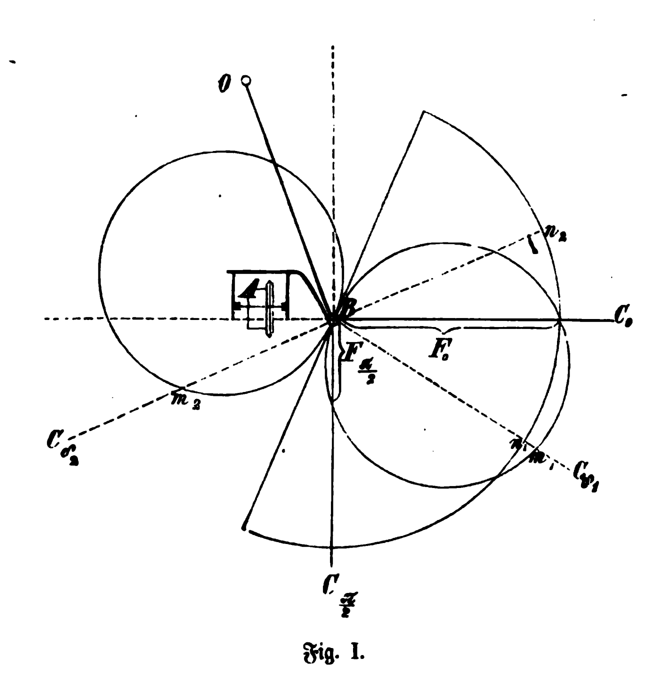


Fig. I.

(19ª) die Polargleichung eines Kreises, dessen Mittelpunktscoordinaten im orthogonalen System $\frac{F_0}{2}$ und $\frac{F_{\frac{\pi}{2}}}{2}$ sind, und dessen Radius $= \frac{1}{2}\sqrt{\left(F_0\right)^2 + \left(F_{\frac{\pi}{2}}\right)^2}$ ist. Die durch B geführte Tangente an diesen Kreis bildet mit BC_0 einen Winkel $\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg}\frac{F_{\frac{\pi}{2}}}{F_0}$. Zeichnet man nun diesen ersten Kreis, den zu der verzeichneten Tangente symmetrisch gelegenen Gegenkreis, und über der Tangente mit dem Radius F_0 einen Halbkreis, so erkennt man Folgendes: Für $\delta = \delta_1$ ist $Bm_1 = F_{\delta_1}$ und $Bm_1 - Bn_1 = n_1m_1 = F_{\delta_1} - F_0 =$ gleich dem positiven Fehler; für $\delta = \delta_2$ ist $Bm_2 = F_{\delta_2}$ und $m_2n_2 = F_{\delta_2} - F_0$ gleich dem gemachten Fehler, wobei zu beachten ist, daß Bm positiv im ersten, negativ im zweiten Kreise ist, und daß mn positiv oder negativ ist, je nachdem n zwischen B und m oder B zwischen m und n liegt. — Für $\delta = \operatorname{arctg}\frac{F_{\frac{\pi}{2}}}{F_0} \pm \frac{\pi}{2}$ ist $F_\delta = 0$ und $F_\delta - F_0 = - F_0$; für $\delta = 2\operatorname{arctg}\frac{F_{\frac{\pi}{2}}}{F_0}$ ist $F_\delta = F_0$ und $F_\delta - F_0 = 0$; der letztere Fall zeigt, daß es für ein mit einem Fehlerwinkel δ behaftetes Instrument eine Polstellung geben kann, für welche der Fehler δ einflußlos ist, und daß diese Polstellung diejenige ist, für welche $F_{\frac{\pi}{2}} = F_0 \cdot \operatorname{tg}\frac{\delta}{2}$ ist; es mag sein, daß bei gegebenen Dimensionen des Instruments diese Gleichung indeß nicht immer realisirt werden kann.

Mit diesen theoretisch interessanten Betrachtungen ist aber für die Praxis noch Nichts gewonnen: Sie zeigen nur den Einfluß des Fehlerwinkels δ mit Hilfe der noch unentwickelten Ausdrücke $u_{\frac{\pi}{2}+\delta}$, resp. $u_{\frac{\pi}{2}}$; sie geben aber durchaus kein Mittel, um ein vorhandenes δ aus Messungsresultaten zu erkennen und das Instrument zu corrigiren. Der Weg, um dieses Ziel zu erreichen, würde offenbar folgender sein: Man ermittelt, für welchen Polabstand $\overline{Oo} = e$, (Fig. 4, Taf. 9) die Fläche F_δ der fehlerhaften Curve M_1N_1 zum Maximum oder Minimum wird, und corrigirt nun an dem Instrument auf Entfernung von δ so lange, bis dasselbe in den dem Maximum und Minimum entsprechenden Stellungen keine Differenz in den Rollenabwickelungen mehr giebt; hat man das erreicht, so ist das Instrument richtig. Als Grundcurve MN nimmt man dabei wohl am passendsten einen Kreis, weil für ihn $r = f(\varphi)$ constant ist, und weil man ihn mit Hilfe des erwähnten Hilfsblechs sehr leicht und sicher umfahren kann.

$$F_\delta = b\int\frac{\sin(x-\delta)}{\sin x}\,du_0 = b\int\frac{\sin x\cos\delta - \cos x\sin\delta}{\sin x}\,du_0$$

$$= b\cos\delta\int du_0 + b\sin\delta\int - \operatorname{cotg}x \,.\, du_0.$$

Man erkennt aus Fig. 2, Taf. 9, leicht, daß $\int - \operatorname{cotg}x \,.\, du_0 = u_{\frac{\pi}{2}}$ ist, und erhält demnach wie oben:

$$F_\delta = b \,.\, u_0 \,.\, \cos\delta + b \,.\, u_{\frac{\pi}{2}}\sin\delta = F_0 \,.\, \cos\delta + F_{\frac{\pi}{2}} \,.\, \sin\delta.$$

Dieser Weg soll im Nachstehenden versucht werden, und handelt es sich nach Formel (19ª) also darum, $u_{\frac{\pi}{2}}$ zu ermitteln: Da es nach Früherem einerlei ist, wo die Rolle eines Planimeters sitzt, so denke man sich beide Rollen, für F_0 und für $F_{\frac{\pi}{2}}$, nach C verlegt, so daß also MN die Bahn des Berührungspunktes beider Rollen ist. Man erhält dann offenbar das abgewickelte Element einer Rolle, wenn man das Bogenelement $Cc = ds$ parallel zur Rollenachse projicirt. Demnach ergiebt Fig. 4:

$$u_0 = \int_0^{2\pi} \sin BCc \,.\, \frac{ds}{d\varphi} \,.\, d\varphi. \qquad u_{\frac{\pi}{2}} = \int_0^{2\pi} \cos BCc \,.\, \frac{ds}{d\varphi} \,.\, d\varphi.$$

Nun ist: $BCc = oCc - \psi$; $\sin oCc = r\frac{d\varphi}{ds}$; $\cos oCc = -\frac{dr}{ds}$; daher allgemein für jede Gleichung $r = f(\varphi)$:

$$u_0 = \int_0^{2\pi} r\cos\psi \,.\, d\varphi + \int \sin\psi \,.\, dr; \quad u_{\frac{\pi}{2}} = \int_0^{2\pi} r\sin\psi \,.\, d\varphi - \int \cos\psi \,.\, dr. \;\;\ldots\ldots \quad (20)$$

Für r sind zwar die untere und obere Grenze gleich; indessen darf man darum nicht in diesen Gleichungen die zweiten Integrale wegstreichen, denn es ändert sich innerhalb der Grenzen das Abhängigkeitsgesetz zwischen ψ und r derartig, daß eine Zerlegung der Integrale in mehrere Theile nöthig wird, deren Summen nicht Null sind. — Für den Kreis ist r constant, also $dr = 0$, daher:

$$u_0 = r\int_0^{2\pi} \cos\psi \,.\, d\varphi; \qquad u_{\frac{\pi}{2}} = r\int_0^{2\pi} \sin\psi \,.\, d\varphi. \;\;\ldots\ldots \quad (20^a)$$

Demnach in Rücksicht auf (19ª):

$$F_0 = br\int_0^{2\pi} \cos\psi \,.\, d\varphi. \qquad F_{\frac{\pi}{2}} = b \,.\, r\int_0^{2\pi} \sin\psi \,.\, d\varphi. \;\;\ldots\ldots \quad (21)$$

Da F_0, der Inhalt des Kreises, gleich $r^2\pi$ ist, so muß $\int_0^{2\pi} \cos\psi d\varphi = \frac{r\pi}{b}$ sein; man kann also die Lösung dieses Integrals, die der des zweiten ähnlich ist, als gute Controlrechnung benutzen; dieselbe darf indeß hier wohl übergangen werden. — Um $u_{\frac{\pi}{2}}$ zu bestimmen, d. h. um das Integral $\int_0^{2\pi} \sin\psi \,.\, d\varphi$ zu lösen, ist zunächst ψ als Function von φ darzustellen. Man hat aus der Figur:

$$\psi = oCB = oCO + OCB = \psi_1 + \psi_2, \text{ also}$$
$$\sin\psi = \sin\psi_1 \,.\, \cos\psi_2 + \cos\psi_1 \,.\, \sin\psi_2.$$

Ferner ist:

$$\overline{OC} = \sqrt{e^2 + r^2 + 2er \,.\, \cos\varphi} = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos\eta}, \text{ also}$$

$$\sin\psi_1 = \frac{\overline{Oo}}{\overline{OC}}\sin\varphi = \frac{e\sin\varphi}{\sqrt{e^2 + r^2 + 2er \,.\, \cos\varphi}}, \text{ also } \cos\psi_1 = \frac{r + e\cos\varphi}{\sqrt{e^2 + r^2 + 2er \,.\, \cos\varphi}},$$

$$\sin\psi_2 = \frac{\overline{OB}}{\overline{OC}}\sin\eta = \frac{a\sin\eta}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos\eta}}, \text{ also } \cos\psi_2 = \frac{b - a\cos\eta}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab\cos\eta}}.$$

Um aus den letzten beiden Gleichungen noch η zu eliminiren, findet man aus den obigen Gleichungen für $\overline{OC}$, wenn man abgekürzt $\frac{a^2 + b^2 - (e^2 + r^2)}{2} = k^2$ setzt, womit aber nicht gesagt sein soll, daß der Ausdruck immer positiv sein müsse:

$$\cos\eta = \frac{k^2 - er\cos\varphi}{ab}; \quad \sin\eta = \frac{1}{ab}\sqrt{a^2b^2 - (k^2 - er\cos\varphi)^2}.$$

Diese Werthe eingesetzt, erhält man leicht:

$$\sin\psi_2 = \frac{\sqrt{a^2b^2 - (k^2 - er\cos\varphi)^2}}{b\sqrt{e^2 + r^2 + 2er\cos\varphi}}; \quad \cos\psi_2 = \frac{b^2 - k^2 + er\cos\varphi}{b\sqrt{e^2 + r^2 + 2er\cos\varphi}}.$$

Durch Substitution der für $\sin\psi_1$, $\cos\psi_1$, $\sin\psi_2$ und $\cos\psi_2$ gefundenen Werthe erhält man nun aus Gl.

$$F_{\frac{\pi}{2}} = br\int_0^{2\pi}\sin\psi\,.\,d\varphi = br\int_0^{2\pi}\frac{(e\sin\varphi)(b^2 - k^2 + er\cos\varphi) + (r + e\cos\varphi)\sqrt{a^2b^2 - (k^2 - er\cos\varphi)^2}}{b(e^2 + r^2 + 2er\cos\varphi)}\,d$$

Dieses Integral wird einfacher, wenn man es in zwei Integrale, beziehungsweise zwischen den Grenzen 0 und π und zwischen π und 2π, theilt und das letzte Integral durch Einführung einer neuen Variabeln ω, die der Gleichung $\varphi = 2\pi - \omega$ genügt, transformirt. Man hat dann: $d\varphi = -d\omega$, $\sin\varphi = -\sin\omega$, $\cos\varphi = \cos$ $\varphi = \pi$ ist $\omega = \pi$, für $\varphi = 2\pi$ ist $\omega = 0$. man diese Werthe ein und kehrt dann die Grenzen u Vorzeichen des Integrals um, so erkennt man soglei einfacher:

$$F_{\frac{\pi}{2}} = 2r\int_0^{\pi}\frac{(r + e\cos\varphi)\sqrt{a^2b^2 - (k^2 - er\cos\varphi)^2}}{e^2 + r^2 + 2er\cos\varphi}\,d\varphi. \quad \ldots\ldots\ldots$$

Dieses Integral läßt sich nun zwar weiter verfolgen; man gelangt dabei aber zu elliptischen und transcendenten Integralen der complicirtesten Art, und das Resultat wird so wenig übersichtlich, daß man sich genöthigt sieht, für den vorliegenden Zweck die Rechnung in dieser Weise aufzugeben. — Da es sich um die Werthe von e handelt, welche $F_{\frac{\pi}{2}}$ zum Maximum Minimum machen, so könnte man noch in Formel (23) unter dem Integralzeichen nach e differentiiren, dann integriren, das gelöste Integral gleich Null setzen und diese Gleichung nach e auflösen: Aber auch dann wird das zu lösende Integral nicht einfacher. — Es wird sich weiter zeigen, daß allgemein $F_{\frac{\pi}{2}}$ mit wachsendem e abnimmt; dies würde schon nachgewiesen sein, wenn man zufällig beweisen könnte, daß für irgend einen Werth von φ zwischen 0 und π die Function unter dem Integralzeichen unter allen Umständen mit wachsendem e abnähme; ich sage „zufällig", denn diese Bedingung genügt und würde, wenn sie erfüllt wäre, die Integration überflüssig machen, aber sie muß nicht unbedingt erfüllt sein. Leider versagt auch dieses Mittel, und man kann hier also mit den gewöhnlichen Mitteln der Analysis Nichts ausrichten.

Es bliebe nun noch übrig, für einen Specialfall die Gleichung (23) oder die einfachere Gleichung (21), für verschiedene Werthe von e, vermittelst der auf Seite 85 bis 101 erörterten Integrationsmethode mit Hilfe eines (richtigen) Planimeters zu behandeln, eventuell aus den erhaltenen Curven, wenn sie characteristisch genug wären, nach directer Anschauung Schlüsse zu ziehen. Dieses Mittel führt zum Ziele. Einfacher jedoch ist es, wenn es sich um $F_{\frac{\pi}{2}}$ handelt, direct die betreffenden Curven $M_1 N_1$ für $\delta = \frac{\pi}{2}$ (vergl. Fig. 4, Taf. 9) für verschiedene Werthe von e zu construiren und dann wie vorhin zu verfahren; auch dieser Weg führt zum Ziele. Indeß giebt es für den vorliegenden Zw es sich nach Gleichung (19ᵃ) nur indirect um $F_{\frac{\pi}{2}}$, aber um $F\delta$ handelt, noch ein einfacheres Mittel, un besteht darin, daß man das zuletzt für $\delta = \frac{\pi}{2}$ ang Verfahren direct für $\delta = \delta$ anwendet. Man de (Fig. 5, Taf. 9) in B aufgestellt, mit dem Rücken gewendet, und ziehe durch B eine Parallele zur Roll Liegt dann δ rechts von BC, so sei es positiv (wie 2, 3 und 4); liegt δ links von BC, so sei es negati Fig. 5 sind dann die Curven $M_1 N_1$ für $+\delta$ und für e_{max}, e_{min} und für ein mittleres e gezeichnet. erkennt, daß für $+\delta$ bei e_{max} die Fläche $F\delta < F$ aber $F\delta$ mit abnehmendem e wächst, und daß bei e Fläche $F\delta > F_0$; umgekehrt ist es bei $-\delta$. Zu de Resultat gelangt man für andere Werthe der Consta b und r, und daraus leitet man nun endlich die f Regel zur Correction des Instruments ab:

„Man umfahre einen und denselben Kreis indem man das Instrument möglichst wenig, dann, man es möglichst weit öffnet; erhält man im ersten Fa $\left\{\begin{array}{l}\text{kleinere}\\ \text{größere}\end{array}\right\}$ Rollenabwickelung, als im letzteren Falle, stelle man, indem man sich in B aufgestellt denkt un C sieht, den Punkt C nach $\left\{\begin{array}{l}\text{links}\\ \text{rechts}\end{array}\right\}$ hinüber, bis m Wiederholung des Verfahrens, schließlich für beide mentöffnungen dasselbe Resultat erhält. Hierbei ist nommen, daß das Instrument so gebaut ist, daß man, man von B aus nach C sieht und BC festhält, den am weitesten nach links hin öffnen kann; steckt m Stange HJ vom andern Ende her in die Hülse F (Taf. 9), so daß A zwischen B und C liegt, so kehr

die Wörter $\left\{\begin{matrix}\text{links}\\ \text{rechts}\end{matrix}\right\}$ in $\left\{\begin{matrix}\text{rechts}\\ \text{links}\end{matrix}\right\}$ um (Fig. 6, Taf. 9). Bei der umgekehrten Bauart muß es im ersteren Falle $\left\{\begin{matrix}\text{rechts}\\ \text{links}\end{matrix}\right\}$, im zweiten dagegen $\left\{\begin{matrix}\text{links}\\ \text{rechts}\end{matrix}\right\}$ heißen. — Dieser Correctionsmethode liegt allerdings stillschweigend die Voraussetzung zu Grunde, daß die Rolle sich stets mathematisch richtig drehe, was nie vollkommen der Fall ist; es werden daher auch bei verschiedenen Werthen von e, d. i. bei verschiedenen Bahnen des Berührungspunkts der Rolle, die Abweichungen von der richtigen Rollendrehung das Resultat in verschiedener Weise beeinflussen; man wird daher am sichersten corrigirt haben, wenn man nicht nur für ein möglichst großes und für ein möglichst kleines, sondern auch für ein mittleres e eine genügende Uebereinstimmung erzielt hat."

Die vorstehend beschriebene Correction, welche von den in Fig. 2, Taf. 9, mit δ und m bezeichneten Größen die Fehlergröße δ entfernt — ob auch m entfernt wird oder nicht, ist gleichgültig, vergl. Seite 107 — muß bei jedem Justiren des Instruments für einen andern Maßstab, überhaupt nach jeder Verschiebung des Stabes HJ in seiner Hülse F (Fig. 1, Taf. 9) erfolgen, da bei einer solchen Verschiebung leicht ein seitliches Abweichen des Punktes C von der Achse HJ, und damit ein Fehlerwinkel δ auftritt. Das Verstellen von C kann durch verschiedene Vorrichtungen ermöglicht werden, z. B. durch eine gelenkartige Construction des letzten Theils von BC, den man von Hand oder an seitlich angebrachten Schrauben mittelst eines Schraubenziehers verstellt und schließlich mittelst einer Klemmschraube festklemmt, oder durch eine gut construirte Justirvorrichtung, wie sie in Fig. 1, Taf. 9, gezeichnet ist; dies ist Sache des Mechanikers, der, um bei der Montirung des Instruments mit C keine zu große Bewegung machen zu müssen, passend das hintere Rollenlager so einrichtet, daß er es seitlich verschieben und dann festschrauben kann.*)

Interessant ist in Bezug auf den Einfluß des Fehlerwinkels δ noch die folgende Bemerkung: Zerlegt man, nach dem Satz vom Parallelogramm der Planimeter, den Planimeter BC_1 in BB_1 und B_1C_1 (Fig. 7, Taf. 9), so daß B_1C_1 parallel zu BC und BB_1 parallel zu CC_1 ist, so erhält man:

$$F_\delta = \overline{B_1C_1} \cdot u_0 + \overline{BB_1} \cdot u_{\frac{\pi+\delta}{2}} = \overline{BC} \cdot u_0 + \overline{BB_1} \cdot u_{\frac{\pi+\delta}{2}}$$

$$= F_0 + \overline{BB_1} \cdot u_{\frac{\pi+\delta}{2}}, \text{ also}$$

*) In vorzüglicher Ausführung wird der Planimeter, mit Mikrometerschraube zum Justiren und mit Vorrichtung zum Corrigiren, in dem „Mechanisch-mathematischen Institut von Dennert und Pape in Altona" angefertigt.

$$F_\delta - F_0 = \overline{BB_1} \cdot u_{\frac{\pi+\delta}{2}} \qquad (24)$$

Es beschreibt also B_1 eine Curve, die man passend die fehlerzeigende Curve nennen kann, da ihre Fläche dem bei einem bestimmten Winkel δ in der Instrumentangabe enthaltenen Fehler gleich ist. Für einen concreten Fall und ein bestimmtes δ ist diese Curve leicht zu construiren.

Selbstverständlich kann bei einer Verschiebung des Stabes HJ in der Hülse F (Fig. 1, Taf. 9) auch ein Verschieben der Spitze des Fahrstifts C in verticaler Richtung vorkommen, und diese würde die Stellung der Achse B relativ zur Zeichnenebene, die Länge b, die Länge $c - \frac{b}{2}$ u. s. w. ändern; doch beeinflussen bei gut gearbeiteten Instrumenten diese Aenderungen das Endresultat nur unmerklich und brauchen deshalb nicht weiter untersucht zu werden. — Der Einfluß der Unebenheit des Papiers und etwaiger Windschiefe des Zeichenbretts ließe sich unter bestimmten Annahmen wohl theoretisch untersuchen, doch würde man zu keinen für die Praxis nutzbaren Resultaten kommen. Die Ansicht, daß der Grad der Rauhigkeit des Papiers bei ziemlich gleichförmigem Korn, welches letztere natürlich nicht zu grob sein darf, von unwesentlichem Einfluß sei, scheint mir für die allermeisten Fälle, in denen das Instrument von Ingenieuren und Geometern gebraucht wird, zutreffend zu sein. — Ueber die Genauigkeit der mit dem Instrument erzielten Resultate vergleiche man die auf Seite 104, Anmerkung, citirten Abhandlungen. Nach meiner Ansicht haben übrigens derartige Versuchsreihen, wie sie von Professor Ehereſt und Professor Junge vorliegen, keinen absoluten, nur relativen Werth für die eigentliche Praxis, obwohl man mancherlei rationelle Regeln aus denselben ableiten kann; von einem procentischen Fehler kann hier, glaube ich, im Allgemeinen überhaupt nicht die Rede sein; die vorstehende Theorie verlangt zunächst eine möglichst scharfe Correction des Instruments in Bezug auf den mit δ bezeichneten Fehlerwinkel, von der aber in jenen Abhandlungen nicht die Rede ist; außerdem müssen bei Versuchen stets die früher mit a, b, c, d, m, e und r bezeichneten Größen notirt werden, damit man im Stande sei, für den einzelnen Versuch nöthigenfalls die Bahn des Berührungspunktes der Rolle und das ganze Instrument mit der Rolle in verschiedenen Stellungen zu zeichnen; die Messung jener Größen dürfte, hier genau genug, direct erfolgen können. Endlich darf nicht außer Acht gelassen werden, daß man, wenn man Versuche anstellt an Figuren, die Kreise, Quadrate, regelmäßige Dreiecke u. s. w. sind, für das Instrument Bedingungen einführt, die im Allgemeinen in der Praxis, mit ihren mehr oder weniger unregelmäßigen Figuren und mit ihren langgestreckten Querprofilen, nicht zutreffen, während gerade für solche unregelmäßige Figuren das Instrument am meisten gebraucht wird. Man kommt hierdurch

zu dem Schluß, daß über den Werth des in Rede stehenden Instruments und über das Gewicht der auf Seite 104 erwähnten Mängel desselben am besten die allgemeine Praxis entscheidet; diese Entscheidung liegt in den hohen Instrumentnummern, die man auf den neuereren Instrumenten fast aller Mechaniker, die sich mit deren Bau beschäftigen, findet, und zwar zu Gunsten des Instruments. Die besten Versuchsreihen aber dürften in den Berechnungsheften der Geometer zu finden sein, in denen neben den mit dem Planimeter bestimmten Inhalten irgend welcher unregelmäßigen Einzelparcellen die sogen. Massenberechnungen, d. h. die Berechnungen ganzer Complexe solcher Parcellen, ebenfalls mit dem Planimeter ausgeführt, verzeichnet sind.

Zu einem vollständigen Verständniß des Planimeters gehört endlich noch eine Uebersicht über die Aufeinanderfolge der Rollenbewegungen, die man in folgender Weise gewinnt. Die beiden Punkte B und C des Planimeters (Fig. 8, Taf. 9) bewegen sich in irgend einem Augenblick nach den Richtungen der Tangenten ihrer Bahnen $m_1 n_1$ und $m_2 n_2$ resp. in den Punkten B und C; daraus folgt, daß man den augenblicklichen Drehpunkt D der Stange BC findet, wenn man die Normalen der beiden Curven für die Punkte B und C bis zu ihrem Schnittpunkt D verlängert. Da die Rolle A mit BC ein Ganzes bildet, so ist D gleichzeitig auch für sie der augenblickliche Drehpunkt, so wie $\overline{DA} = \varrho$ der augenblickliche Krümmungshalbmesser der Rollenbahn, und der geometrische Ort von D die Evolute der letzteren. Beide, Rollenbahn und Evolute, kann man für einen gegebenen Fall aus einer Reihe von einzelnen Punkten verzeichnen, wobei die Evolute um so genauer ausfällt, je besser man die Normalen BD und CD zu ziehen im Stande ist. Durchläuft C auf $m_2 n_2$ einen Bogen ds_2, und dem entsprechend B einen Bogen ds_1, so durchläuft der Berührungspunkt der Rolle einen Bogen $d\sigma = \varrho \, . \, dv$, und es sind ϱ und dv aus den Abmessungen des Instruments, dem Verlauf der Curven bei B und C und der Länge von ds_2 oder ds_1 zu bestimmen. Auch ist der Winkel β, den DA im Berührungspunkt A der Rolle mit der Verticalebene der Rollenachse bildet, durch jene Größen bestimmt, und man hat in

$$du = d\sigma \, . \cos\beta = \varrho \, . \, dv \, . \cos\beta = \varrho \, . \cos\beta \, . \, dv \quad . \quad (25)$$

das Element des Rollenumfanges, welches sich abwickelt, während C den Weg ds_2 zurücklegt. — Der Punkt D existirt nur dann nicht, oder ist vielmehr von dem Instrument unendlich weit entfernt, wenn ds_1 und ds_2 parallel sind, und in diesem Falle geht die Drehbewegung in eine Parallelverschiebung über.

Es ist klar, daß man das Vorstehende als Grundlage einer Theorie des Planimeters benutzen kann, ohne, wie es früher geschehen ist, die elementare Bewegung desselben in eine Parallelverschiebung und eine Drehung um die Verticale des Berührungspunktes der Rolle zerlegen zu müssen; dies kann so geschehen:

Es drehe sich (Fig. II im Text) BC um einen beliebigen Punkt D um einen endlichen Winkel v; es ist die dabei bestrichene Fläche $BCC_1B_1 = F$ zu bestimmen:

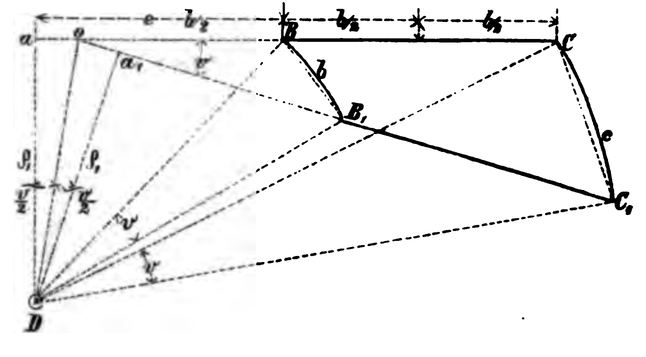


Fig. II.

Zunächst ist:

$$\text{Viereck } BCC_1B_1 = \text{Dreieck } oCC_1 - \text{Dreieck } oBB_1 = (\overline{oC} \, . \, \overline{oC_1} - \overline{oB} \, . \, \overline{oB_1}) \frac{\sin v}{2}.$$

Hierin ist:

$$\left.\begin{matrix}\overline{oC}\\ \overline{oC_1}\end{matrix}\right\} = \frac{b}{2} + e \mp \varrho_1 \operatorname{tg} \frac{v}{2}; \quad \left.\begin{matrix}\overline{oB}\\ \overline{oB_1}\end{matrix}\right\} = -\frac{b}{2} + e \mp \varrho_1 \operatorname{tg} \frac{v}{2}.$$

Setzt man diese Werthe in vorstehende Formel ein und multiplicirt aus, so erhält man einfach:

$$\text{Viereck } BCC_1B_1 = b \, . \, e \, . \sin v.$$

Nun kommen die Segmente CcC_1 und BbB_1; es ist

$$CcC_1 = \overline{DC}^2 \left(\frac{v}{2} - \frac{\sin v}{2}\right); \quad BbB_1 = \overline{DB}^2 \left(\frac{v}{2} - \frac{\sin v}{2}\right);$$

hierin ist

$$\left.\begin{matrix}\overline{DC}^2\\ \overline{DB}^2\end{matrix}\right\} = \varrho_1^2 + \left(e \pm \frac{b}{2}\right)^2.$$

Diese Werthe substituirt und beachtet, daß die bestrichene Fläche $F =$ Viereck $BCC_1B_1 +$ Segm. $CcC_1 -$ Segm. BbB_1 ist, so findet man leicht

$$F = b.e.v. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

Dieser Ausdruck ist derselbe, als wenn D auf der (verlängerten) BC läge, also $\varrho_1 = 0$ wäre. Auch ist

$F = \overline{DC}^2 . \frac{v}{2} - \overline{DB}^2 . \frac{v}{2} =$ Sector $CDC_1 -$ Sector $BDB_1 =$ der Differenz der von den Radien DC und DB bestrichenen Flächen. — Um nun die Abwickelung einer Laufrolle A einzuführen (Fig. 8, Taf. 9), setze man statt des endlichen Winkel v das Differential dv. Aus Gleichung (26) folgt durch Differentiiren:

$$dF = b.e.dv, = b.c.dv + b(e-c)dv.$$

Aus der Figur ergiebt sich: $e - c = \varrho \cos\beta$; nach Formel (25) ist $du = \varrho . \cos\beta . dv$, also

$$(e-c)dv = \varrho . \cos\beta . \frac{du}{\varrho . \cos\beta} = du, \text{ also}$$

$$dF = b.du + b.c.dv. \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

Diese Formel ist identisch mit Formel (1). Außer ϱ_1 ist auch e aus der Rechnung verschwunden, doch ist letzteres implicite in du enthalten; m kommt gar nicht vor. Die verschiedenen Lagen von D und das Vorzeichen von dv ergeben die verschiedenen Einzelfälle der Fig. 2, Taf. 8.

Legt man, wie hier geschehen, der Theorie des Planimeters die Theorie vom augenblicklichen Drehpunkt zu Grunde, so hat es noch Interesse, nachzuweisen, daß ein beliebiges geschlossenes Polygon $a_1\, a_2\, a_3 \ldots a_n$, (Fig. III im Text) stets eine

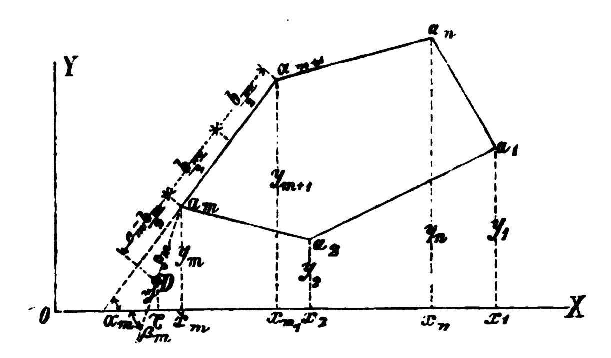


Fig. III.

Fläche gleich Null beschreibt, wenn es sich um einen beliebig gelegenen Drehpunkt D um einen beliebigen Winkel v dreht. Mit Beziehung auf ein rechtwinkeliges Coordinatensystem seien die Coordinaten von D: $\mathfrak{x}$ und $\mathfrak{y}$; die eines Eckpunktes a_m: x_m und y_m; die Länge $\overline{a_m\, a_{m+1}} = b_m$, der Winkel der Seite $a_m\, a_{m+1}$ mit OX gleich α_m; der Winkel der Linie $\overline{a_m D}$ mit OX gleich β_m; ferner sei die von der Seite $\overline{a_m\, a_{m+1}}$ bestrichene Fläche gleich F_m. Dann ist nach Formel (26):

$$F_m = b_m . e_m . v = b_m \left(\frac{b_m}{2} + \varrho_m \cos(\beta_m - \alpha_m)\right) v = \left(\frac{b_m^2}{2} + b_m \varrho_m \cos(\beta_m - \alpha_m)\right) v,$$

$$= \left\{\frac{b_m^2}{2} + (b_m . \cos\alpha_m)(\varrho_m . \cos\beta_m) + (b_m . \sin\alpha_m)(\varrho_m . \sin\beta_m)\right\} v,$$

$$= \left\{\frac{b_m^2}{2} + (x_{m+1} - x_m)(x_m - \mathfrak{x}) + (y_{m+1} - y_m)(y_m - \mathfrak{y})\right\} v.$$

Summirt man nun alle Werthe von F_m, für $m = 1$ bis $m = n$, und setzt gleich von vornherein das constante v vor die Summenzeichen, so erhält man die Gleichung:

$$\sum_1^n (F_m) = v \sum_1^n \left(\frac{b_m^2}{2}\right) + v \sum_1^n (x_{m+1} - x_m)(x_m - \mathfrak{x}) + v \sum_1^n (y_{m+1} - y_m)(y_m - \mathfrak{y}).$$

In dieser Gleichung haben $\mathfrak{x}$ und $\mathfrak{y}$ constante Werthe und können vor die Summenzeichen gesetzt werden; beachtet man dies und die folgenden Gleichungen:

$$\sum_1^n (x_{m+1} - x_m) = 0; \qquad \sum_1^n (y_{m+1} - y_m) = 0,$$

so verschwinden die Coordinaten des Drehpunkts D, und man erhält

$$\sum_1^n (F_m) = v . \sum_1^n \left(\frac{b_m^2}{2}\right) + v . \sum_1^n (x_{m+1} - x_m)\, x_m + v . \sum_1^n (y_{m+1} - y_m)\, y_m.$$

Nun ist:

$$\frac{b_m^2}{2} = \frac{(x_{m+1} - x_m)^2 + (y_{m+1} - y_m)^2}{2}$$

$$= (x_{m+1} + x_m)\,\frac{(x_{m+1} - x_m)}{2} + (y_{m+1} + y_m)\,\frac{(y_{m+1} - y_m)}{2}.$$

Dies eingesetzt, giebt:

$$\sum_1^n (F_m) = v \sum_1^n (x_{m+1} - x_m)\left(x_m + \frac{x_{m+1} - x_m}{2}\right) + v \sum_1^n (y_{m+1} - y_m)\left(y_m + \frac{y_{m+1} - y_m}{2}\right),$$

$$= \frac{v}{2} \sum_1^n (x_{m+1} - x_m)(x_{m+1} + x_m) + \frac{v}{2} \sum_1^n (y_{m+1} - y_m)(y_{m+1} + y_m),$$

$$= \frac{v}{2} \sum_1^n (x_{m+1}^2 - x_m^2) + \frac{v}{2} \sum_1^n (y_{m+1}^2 - y_m^2) = \frac{v}{2} . 0 + \frac{v}{2} . 0 = 0.$$

Da dieses Resultat an keine Bedingungen für die Coordinaten von D gebunden ist, so gilt es für jede beliebige Lage dieses Drehpunktes, also auch dann, wenn die Werthe von ϱ_m, nach irgend welcher Richtung hin, unendlich groß werden, d. i. für die Parallelverschiebung des Polygons. Dieser Fall ist übrigens sehr leicht direct zu behandeln. Bewegt sich das Polygon nach irgend einer Richtung, die mit der X-Achse den Winkel β bildet, um eine Länge s rechtläufig, so hat man:

$$F_m = b_m . s . \sin(\beta - \alpha_m) = \sin\beta . s . b_m . \cos\alpha_m - \cos\beta . s . b_m \sin\alpha_m,$$

also:

$$\sum_1^n (F_m) = \sin\beta . s \sum_1^n (b_m . \cos\alpha_m) - \cos\beta . s \sum_1^n (b_m . \sin\alpha_m)$$

$$= \sin\beta . s \sum_1^n (x_{m+1} - x_m) - \cos\beta . s \sum_1^n (y_{m+1} - y_m)$$

$$= \sin\beta . s . 0 - \cos\beta . s . o = 0,$$

was zu beweisen war.

In den erhaltenen Resultaten liegt, mit Rücksicht auf Formel (27), der Beweis der Gleichung:

$$\int_0^v \sum_1^n (dF_m) = \int_0^v \sum_1^n (b_m . du_m) + \int_0^v \sum_1^n (b_m . c_m . dv) = 0, \quad \ldots \ldots \ldots (28)$$

wenn man das Polygon sich irgendwie um einen endlichen Winkel v drehen läßt. Damit wird diese Gleichung zu einem directen Beweis und zu einer Erweiterung des auf Seite 81 und 82 gegebenen Satzes vom Polygon der Planimeter.

Aus Gleichung (25) kann man noch folgende Schlüsse ziehen: Von den drei Größen ϱ, $\cos\beta$ und dv bewegt sich ϱ zwischen den Grenzen $+\infty$ und $-\infty$, $\cos\beta$ zwischen $+1$ und -1, und dv kann $\gtreqless 0$ sein; aus der Natur der Aufgabe leiten sich diejenigen Combinationen ab, welche jedes Mal Größe und Vorzeichen des abgewickelten Rollenelements bestimmen. Dieses Element wird gleich Null in dem speciellen Fall, wo $dv = 0$ ist, wenn also die Tangenten an die correspondirenden Punkte B und C (Fig. 8, Taf. 9) in eine einzige Grade fallen; dieser Fall tritt sehr selten ein und hat keine weitere Bedeutung. Wichtiger ist der Fall $\varrho . \cos\beta = 0$, der ebenfalls du zu Null macht; er tritt ein, wenn entweder $\varrho = 0$, oder $\beta = 90^0$ oder 270^0 ist; in allen diesen drei Fällen liegt der augenblickliche Drehpunkt D auf der Graden EAE_1, welche normal zur Verticalebene der Rollenachse steht und durch den Berührungspunkt der Rolle geht. Demnach sind, unter übrigens gleichen Umständen, die abgewickelten Rollenbögen im Allgemeinen am kleinsten, wenn D in der Nähe von EAE_1 liegt, dagegen am größten, wenn D sich in der Gegend der Horizontalprojection der Rollenachse bewegt. Diesen Umstand kann man sich praktisch zu Nutze machen: Stellt man nämlich beim Beginn des Umfahrens einer Figur das Instrument so auf, daß D auf oder nahe bei EAE_1 liegt, so sind am Anfang und Ende der Arbeit die abgewickelten Bögen sehr klein, und es entsteht kein erheblicher Fehler, wenn man mit dem Fahrstift nicht absolut genau auf den Ausgangspunkt zurückkommt. Auch kann man insofern davon profitiren, als man bei nicht zu unregelmäßigen Figuren das Instrument meistens so stellen kann, daß in den Gegenden, die beim Umfahren für die Hand am unbequemsten liegen, D sich in der Gegend von EAE_1 hält; dies hat zur Folge, daß der Einfluß der kleinen Abweichungen des Fahrstifts von dem Umfang der umfahrenen Figur, welche man nie ganz vermeiden kann, und welche natürlich an den am unbequemsten gelegenen Stellen ihren größten Werth erreichen, unter übrigens gleichen Umständen auf das mögliche Minimum reducirt wird.

Hamburg, Sept. 1873.

Ueber vortheilhafte Construction eiserner Dächer.

Von

Dr. Ch. von Ritgen in Gießen.

(Hierzu Tafel 10, 11, 12.)

Uebersicht.

Es ist ein im Bauwesen sehr häufig vorkommender Fall, daß Constructionsglieder bei einer Hauptinanspruchnahme durch Zug oder Druck ihrer Länge nach, außerdem noch durch Normalbelastungen auf Biegung beansprucht sind. Andrerseits sind häufig Glieder, welche hauptsächlich in Absicht auf den Widerstand gegen Biegung construirt sind, nebenbei noch auf Zug und Druck nach der Längenrichtung beansprucht.

In welchem Grade in gegebenem Falle die eine oder die andere Anspruchnahme vorwiegt, und besonders welche Totalanspruchnahme durch die gleichzeitige Wirkung beider Arten von Kräften in den gespanntesten Fasern hervorgerufen wird, wird häufig nicht genau untersucht, da man sich darüber im Unklaren befindet, wie diese Untersuchung auszuführen ist. Denn die Lehrbücher über Bauconstructionslehre geben hierüber keinen Aufschluß.

Es ergiebt sich nun aus der folgenden Entwickelung das sehr einfache Resultat, daß für den Fall, wo (Fig. 1, Taf. 10) die Längskraft L in der Schwerpunktslinie ab des Trägers angreift, man die Gesammt-Spannungen in den äußersten Fasern findet, wenn man die durch beide Arten von Kräften einzeln genommen — als ob normale und Biegungskräfte nach einander für sich allein auf den Träger wirkten — hervorgerufenen Spannungen einfach addirt.

Die Untersuchung wird jedoch verwickelter, wenn die Längskräfte nicht mehr nach der Schwerpunktslinie angreifen, sondern oberhalb oder unterhalb derselben, also wenn die Längskräfte excentrisch werden. Wir sehen dann, daß ein Angreifen der Längskräfte oberhalb der Schwerpunktslinie die Wirkung der Biegunslasten noch verstärkt, also höchst ungünstig ist; ein Angreifen jener unterhalb den Biegungslasten aber theilweise entgegenwirkt. Die sorgfältige Berücksichtigung dieser Verhältnisse ist für die Construktion der Verbindungsstücke eiserner Dachconstruktionen, auf welche Dachconstruktionen wir es hier hauptsächlich abgesehen haben, von großer Wichtigkeit.

Freilich kann die Untersuchung nur auf Träger beschränkt bleiben, welche auf nur 2 Stützpunkten aufruhen, also auf Dachconstruktionen, wo die Sparren außer am Fuße und an der First auf ihre Länge nicht weiter unterstützt sind. Denn das Einwirken von Längskräften auf den vorher nur den Biegungskräften unterworfenen Träger alterirt natürlich die Größe der Auflagerdrücke; das heißt: es giebt ganz andere Auflagerdrücke; diese lassen sich jedoch nicht mehr bestimmen, da die Differentialgleichung für die Bestimmung der elastischen Linie sich nicht mehr integriren läßt.

Geht man jedoch weiter, wie es sehr nahe liegt, zur Ausbeutung des vorhin angedeuteten Verhältnisses über, wo Biegungs- und Längskräfte einander theilweise entgegenwirken, so wird die Untersuchung wieder werthvoller und wir gelangen zu einer Betrachtung der mit Spannung versehenen, also gebogenen eisernen Träger bezw. Dachsparren. — Es sei hier in Bezug auf diesen letzteren Fall noch gleich das Folgende bemerkt. Für uns ist die nach der Sehne des Bogens wirkende Kraft L (Fig. 2 u. 2ª, Taf. 10) stets gegeben. — Die Behandlung elastischer gebogener Träger findet sich mehrfach in Lehrbüchern, d. h. meist die Angabe der Theorie von Navier darüber; aus den angreifenden Gewichten wird hier der Horizontalschub des Trägers berechnet und darauf alles Uebrige gegründet. Man ist über die vollständige Unbrauchbarkeit*) aller derartigen Berechnungen des Horizontalschubes gebogener elastischer Träger vollständig einig, zumal Temperatureinflüsse und innere Defor-

*) Es verdient erwähnt zu werden, daß Navier in seiner Entwickelung von der Annahme ausgeht, als liege die neutrale Linie in der Schwerpunktslinie des Trägers, was jedenfalls irrig ist.

mationen des Trägers, die von größter Wichtigkeit sind, nicht mit in Rechnung gezogen werden können. Man hat deshalb den Horizontalschub zu einem bestimmt gegebenen gemacht, indem man ein Scharnier im Scheitel des Trägers anbrachte. — Hier also ist der Horizontalschub oder vielmehr allgemein der Sehnenschub L (Fig. 2 und 2ᵃ) stets gegeben, indem die Verbindung der Sparren in der First scharnierartig oder doch von hinreichender Nachgiebigkeit gedacht wird, um die Sehnendrücke L genau bestimmt zu machen. Die Formeln für die Gestalt und Lage der neutralen Linie und für die größten Spannungen in jedem Radialschnitte lassen sich dann ohne Schwierigkeit aufstellen. Beiläufig liefern uns diese Formeln auch Elasticitätsformeln für geschlossene Kreisringe, indem man den Centriwinkel $= 180^0$ werden läßt.

Entwickelung der Formeln.

Wir gehen im Folgenden von der gewöhnlichen Elasticitätslehre, wie sie z. B. in dem Werke von Laissle und Schübler sich findet, aus und behalten deren Grundannahmen bei.

Ist ein Träger (Fig. 5ᵇ, Taf. 10) durch eine Kraft normal zu seiner Längenrichtung allein auf Biegung angegriffen und ist das Material desselben von gleichem Widerstande gegen Zug und Druck (Schmiedeeisen), was im Folgenden immer vorausgesetzt ist, so liegt die „neutrale Faser“ in der Schwerpunktslinie des Trägers. Alle Fasern oberhalb der Schwerpunktslinie sind gedrückt, die unteren sind gezogen. Treten hierzu von beiden Seiten gleich große und entgegengesetzte Längskräfte L, welche in der Schwerpunktslinie angreifen, so wird der Druck im oberen Theile vermehrt, der Zug im unteren vermindert werden. — Grundannahme der gewöhnlichen Elasticitätslehre ist nun, daß ein vor der Biegung gerader Normalschnitt auch nach der Biegung gerade bleibt. Zwei vor der Biegung parallele Schnitte schneiden sich nach der Biegung in irgend einem Punkte, in welchem die Ausdehnung Null stattfinden muß. Ausdehnung und Zusammendrückung wachsen von da proportional der Entfernung von diesem neutralen Punkte (eigentlich der neutralen Axe des Querschnitts). Da ferner innerhalb der Elasticitätsgrenze Zug und Druck proportional der Ausdehnung und Zusammenpressung sind, so wachsen Zug und Druck ebenfalls proportional der Entfernung vom neutralen Punkte des Schnitts. — Nehmen wir an, daß diese Verhältnisse auch in dem betrachteten zusammengesetzt beanspruchten Träger in gleicher Weise stattfinden, insbesondere, daß auch bei Hinzutritt einer Längskraft nach der Biegung die Schnittlinie eine Gerade bleibe: Dann muß der neutrale Punkt in Folge der Einwirkung von L aus dem Schwerpunkt herausgehen und muß sich so legen, daß wieder der letzten Bedingung genügt ist. Verhielten sich zuvor die Spannungen, z. B. nach oben und unten symmetrischen Träger, wie s:s (Taf. 10), so müssen sie sich jetzt verhalten, wie s + a:s dabei geht der neutrale Punkt von n nach n′, es find durch Eintreten der Längskraft ein Abwärtsgehen de tralen Linie statt.

Die Aufstellung der Momentengleichung für einen bigen Querschnitt kann, da auch L an seinem Hebelar in derselben auftritt, erst stattfinden, nachdem die La neutralen Punktes ermittelt ist. Diese zu bestimmen, immer die nächste Aufgabe. Die Ordinate des ne Punktes in Bezug auf die Schwerpunktslinie des T sei η. Der geometrische Ort von η bildet die „n Linie“ des Trägers. — Die Bezeichnung „neutrale F wäre in der Folge widersinnig. — Es sei nun der ei Fall untersucht, wo (Fig. 4, Taf. 10) der Träger m der Normalkraft N in der Mitte belastet ist; es grei die Betrachtung zu verallgemeinern, die Längskraft Entfernung d über der Schwerpunktslinie an. Hi wird offenbar die neutrale Linie noch weiter herabg und wir haben, wenn im Anschluß an die Bezeichnun dem Werke von Laissle und Schübler bedeuten:

Θ das Trägheitsmoment des Querschnitts, bezogen Schwerpunktsachse,

Θ_η das Trägheitsmoment des Querschnitts bezog die Querachse in der Entfernung η von der S punktsachse,

ω die Fläche des Querschnitts,

$\mathfrak{O}$ die Spannung in der oberen äußersten Faser,

$\mathfrak{U}$ die Spannung in der unteren äußersten Faser

o und u beziehungsweise die Entfernungen dieser vom neutralen Punkte,

$^a M$ das Moment der äußeren Kräfte,

$^w M$ das der inneren Kräfte (Widerstandsmoment

R_o und R_u die Resultanten der inneren Kräfte obe und unterhalb des neutralen Punktes,

$$^a M = \frac{N}{2} x + L(d + \eta),$$

$$^w M = \frac{\mathfrak{O}}{o} \Theta_\eta = \frac{\mathfrak{U}}{u} \Theta_\eta = \frac{\mathfrak{O}}{o} (\Theta + \eta^2 \omega) =$$
$$\frac{\mathfrak{U}}{u} (\Theta + \eta^2 \omega),$$

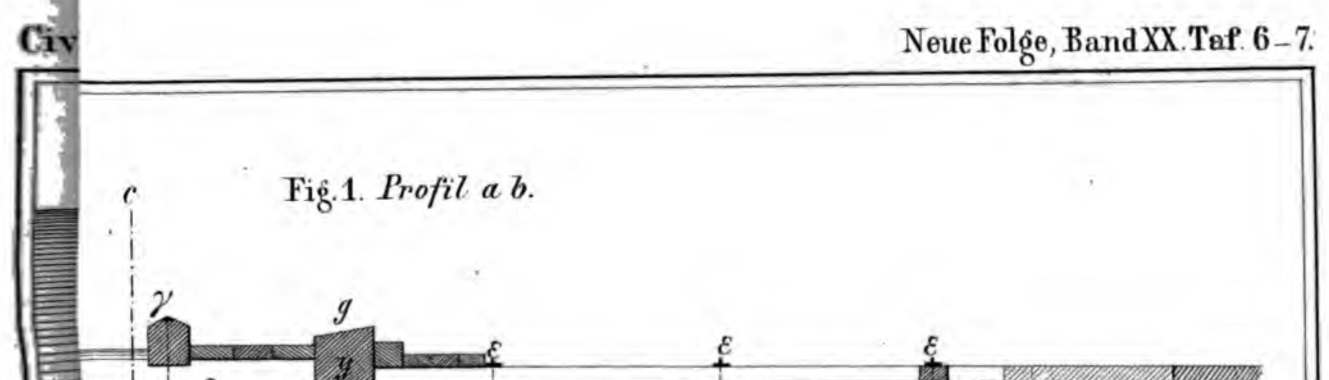
da $\Theta_\eta = \Theta + \eta^2 \omega$.

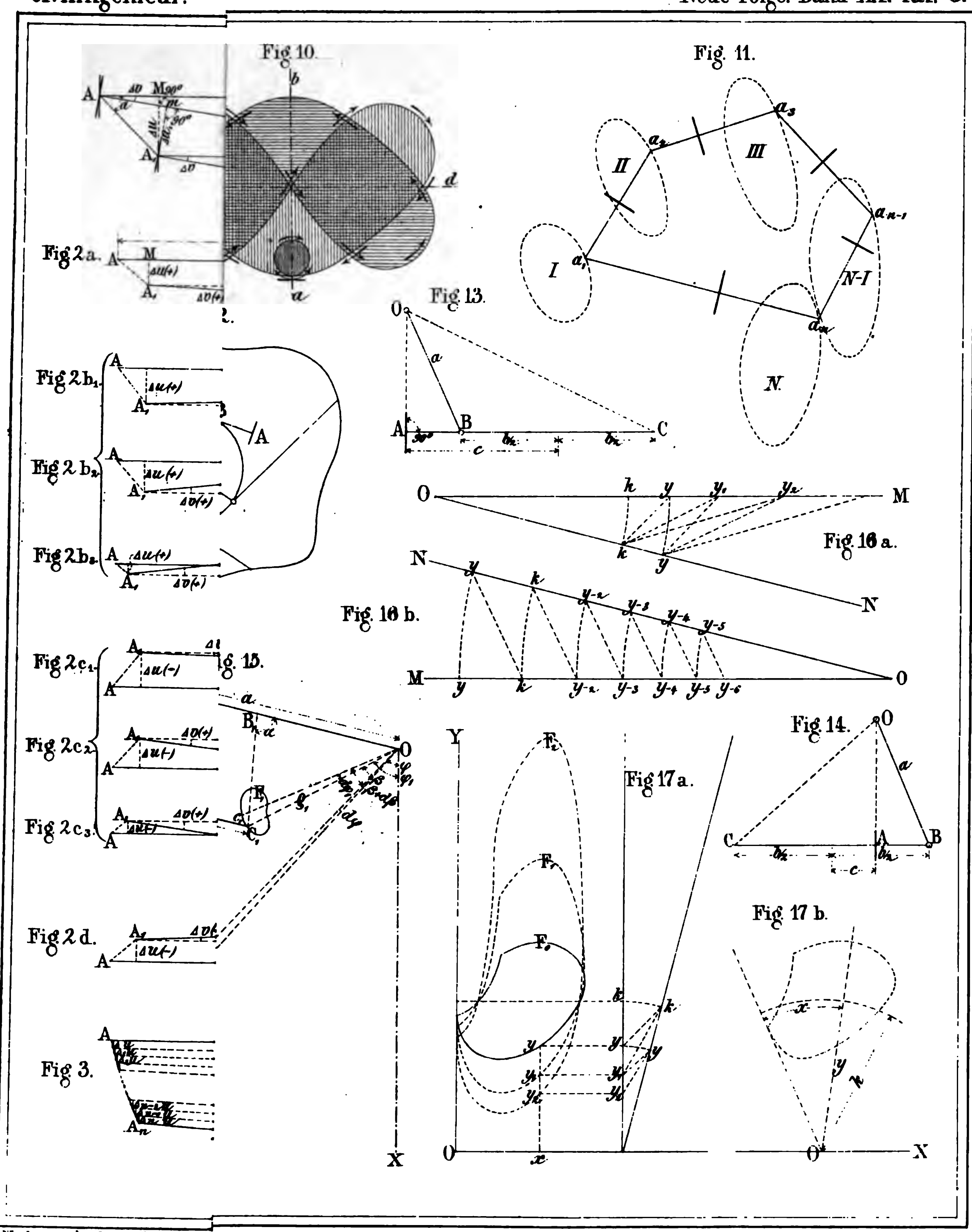
Ferner ist

$$R_o - R_u = L,$$

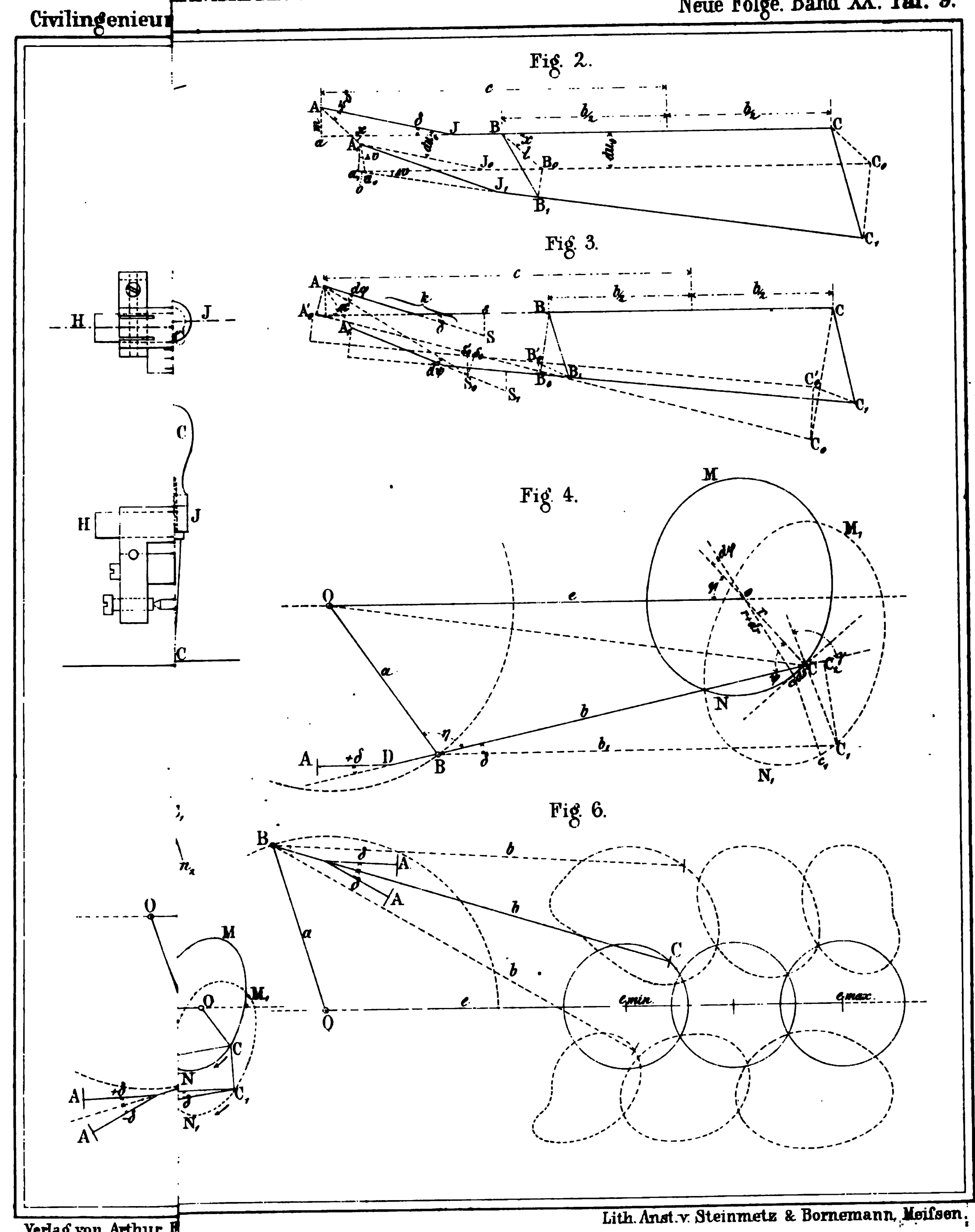
oder wenn S_o und S_u beziehungsweise die statischen M des oberhalb und unterhalb der neutralen Quera legenen Theiles des Querschnitts sind:

$$\frac{\mathfrak{O}}{o} (S_o - S_u) = \frac{\mathfrak{U}}{u} (S_o - S_u) = L.$$


Fig. 1. *Profil a b.*
c
γ
g
y
x
ε
ε
ε
δ
δ



Verlag v. Arthur Felix in
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.


Fig. 2.
Fig. 3.
Fig. 4.
Fig. 6.

Es ist $S_0 - S_u$ das statische Moment des ganzen Querschnitts, bezogen auf die neutrale Querachse, dieses aber ist $= \eta\omega$, da η die Entfernung dieser Achse von der Schwerpunktsachse ist; und man hat die Gleichungen:

$$\frac{\mathfrak{O}}{\mathfrak{o}}(\Theta + \eta^2\omega) = \frac{\mathfrak{U}}{\mathfrak{u}}(\Theta + \eta^2\omega) = \frac{N}{2}x + L(d + \eta) \quad \ldots \ldots \quad (1)$$

und

$$\frac{\mathfrak{O}}{\mathfrak{o}}\eta\omega = \frac{\mathfrak{U}}{\mathfrak{u}}\eta\omega = L. \quad \ldots \ldots \quad (2)$$

Die erste durch die zweite dividirt ergiebt:

$$\frac{\Theta + \eta^2\omega}{\eta\omega} = \frac{\frac{N}{2}x + L(d+\eta)}{L}$$

woraus

$$1) \quad \eta = \frac{\Theta}{\omega}\,\frac{L}{\frac{N}{2}x + Ld} \quad \text{oder} \quad \eta = \frac{\Theta}{\omega}\cdot\frac{L}{\frac{N}{2}}\cdot\frac{1}{x + \frac{L}{\frac{N}{2}}\cdot d}$$

Für $d = 0$ greift L in der Schwerpunktslinie an und wird

$$2) \quad \eta = \frac{\Theta}{\omega}\,\frac{L}{\frac{N}{2}x} \quad \text{oder} \quad \eta = \frac{\Theta}{\omega}\cdot\frac{L}{\frac{N}{2}}\cdot\frac{1}{x}.$$

Dieses ist die Gleichung einer Hyperbel, deren eine, horizontale, Asymptote die Schwerpunktslinie ist, während die andere, verticale, durch das Auflager geht (Fig. 5[b], Taf. 10). Im ersten Falle, wo L oberhalb der Schwerpunktslinie angreift (Fig. 5[a], Taf. 10), ist die neutrale Linie durch dieselbe Hyperbel dargestellt, welche nur um die Strecke $\frac{L}{\frac{N}{2}}d$ nach dem Auflager zu verschoben ist. Greift L unterhalb der Schwerpunktslinie an, so ist lediglich $-d$ an Stelle von d zu setzen:

$$3) \quad \eta = \frac{\Theta}{\omega}\cdot\frac{L}{\frac{N}{2}x - Ld} \quad \text{oder} \quad \eta = \frac{\Theta}{\frac{\omega}{2}}\cdot\frac{L}{\frac{1}{2}N}\cdot\frac{1}{x - \frac{L}{\frac{N}{2}}\cdot d}.$$

Hier ist dieselbe Hyperbel um die Strecke $\frac{L}{\frac{N}{2}}\cdot d$ nach der Mitte verschoben (Fig. 5[c], Taf. 10) und haben wir jetzt mit den oberen Zweigen der Hyperbeln zu thun, anstatt, wie bisher, mit den unteren.

Den Figuren 5[a] bis 5[c] liegt ein Doppel-T-Träger der Burbacher Hütte von 10^{cm} Höhe und 100^{cm} Länge zu Grunde, dessen Querschnittsfläche $\omega = 11{,}5^{cm}$ und dessen Trägheitsmoment $\Theta = 178$ für Centimeter beträgt. Ferner ist für diese Beispiele angenommen $N = 1000^{kg}$, $L = 8000^{kg}$ und $d = 4^{cm}$. — Wir sehen, in dem in Fig. 5[b], Taf. 10, dargestellten Falle herrscht, mit Ausnahme einer kleinen Stelle in der Mitte unten, nur Druck in dem Träger, ebenso in Fig. 5[c], Taf. 10, wo nur oben zwei kleine Stellen sind, in welchen Zug auftritt; im ersten Falle (Fig. 5[a]) dagegen fällt die neutrale Linie durchgehends innerhalb des Trägers, und wir haben oben Druck, unten Zug. Es ist einleuchtend, daß es im Allgemeinen vortheilhaft ist, wenn die neutrale Linie nicht, oder auf möglichst kleiner Strecke innerhalb des Trägers liegt, denn dieser wird alsdann nur, oder fast nur, von einerlei Art der Spannung (Zug oder Druck) beansprucht, was der inneren Structur des Materials am wenigsten gefährlich ist; ferner vermindern sich die horizontalen Schubspannungen, welche in der Nähe der neutralen Faser immer am größten sind.

Die Spannungen in der äußersten Faser oberhalb und unterhalb finden sich aus Gleichung (2)

$$\mathfrak{O} = \frac{\mathfrak{o}L}{\eta\omega}, \quad \mathfrak{U} = \frac{\mathfrak{u}L}{\eta\omega}.$$

Sind nun für im allgemeinen unsymmetrische Träger s_0 und s_u die Entfernungen der Schwerpunktslinie von dem oberen und unteren Rande des Trägers, so ist:

$$\mathfrak{o} = s_0 + \eta, \qquad \mathfrak{u} = s_u - \eta$$

und

$$\mathfrak{O} = \left(\frac{s_0}{\eta} + 1\right)\frac{L}{\omega}, \quad \mathfrak{U} = \left(\frac{s_u}{\eta} - 1\right)\frac{L}{\omega},$$

und führt man für η die verschiedenen Werthe ein, so wird:

$$1)\begin{cases} \mathfrak{O} = \frac{N}{2}\frac{s_0}{\Theta}.x + L\frac{s_0 d}{\Theta} + \frac{L}{\omega} \\ \mathfrak{U} = \frac{N}{3}\frac{s_u}{\Theta}.x + L\frac{s_u d}{\Theta} + \frac{L}{\omega}, \end{cases}$$

$$2)\begin{cases} \mathfrak{O} = \frac{N}{2}\frac{s_0}{\Theta}.x + \frac{L}{\omega} \\ \mathfrak{U} = \frac{N}{2}\frac{s_u}{\Theta}.x - \frac{L}{\omega}, \end{cases}$$

$$3)\begin{cases} \mathfrak{O} = \frac{N}{2}\frac{s_0}{\Theta}.x - L\frac{s_0}{\Theta}d + \frac{L}{\omega} \\ \mathfrak{U} = \frac{N}{2}\frac{s_u}{\Theta}.x - L\frac{s_u}{\Theta}d - \frac{L}{\omega}. \end{cases}$$

Nach der gegebenen Anordnung ist der Einfluß von $\frac{N}{2}$ und L gesondert, und es lassen sich aus den vorstehenden Formeln leicht eine Menge von Folgerungen ziehen, deren Aufzählung hier zu weit führen würde. Beiläuf scheint jedoch der Fall von Interesse, wo die Normc $N = 0$ wird, also nur eine Längskraft auf den S einwirkt. Hier verschwindet, wie im Fall 2), wo d und

$$\mathfrak{O} = -\mathfrak{U} = \frac{L}{\omega}$$ wird, jede Biegungserscheinun den Fällen 1) und 3), d. h. wenn die Längskraft excen angreift, finden noch Biegungsspannungen statt, wie bi dem Trägheitsmomente Θ versehenen Glieder beweise wird:

$$1)\ \mathfrak{O} = L\left(\frac{s_0 d}{\Theta} + \frac{1}{\omega}\right),\ \mathfrak{U} = L\left(\frac{s_u}{\Theta}d - \frac{1}{\omega}\right),$$

$$3)\ \mathfrak{O} = -L\left(\frac{s_0 d}{\Theta} - \frac{1}{\omega}\right),\ \mathfrak{U} = -L\left(\frac{s_u}{\Theta}d + \cdot\right.$$

Für den als Beispiel zu Grunde gelegten Träger (man die folgenden Formeln und Zahlen:

Neutrale Linie.

I. Druck und Biegung.

			$x = 0$	$x = \frac{1}{2} = 50$
Fig. 5abc.	1)	$\eta = 248.\frac{1}{x + 64}$	$\eta = 3{,}89$	$\eta = 2{,}18$
	2)	$\eta = 248.\frac{1}{x}$	$\eta = \infty$	$\eta = 4{,}96$
	3)	$\eta = 248.\frac{1}{x - 64}$	$\eta = -3{,}89$	$\eta = -17{,}71.$

II. Nur Biegung.

Fig. 5g. $\eta = 0.$

III. Nur Druck.

Fig. 5def. 1) $\eta = 3{,}88.$ 2) $\eta = \infty.$ 3) $\eta = -3{,}88.$

Größte Spannungen.

I. Druck und Biegung.

			$x = \frac{1}{2} = 50.$
Fig. 5abc.	1)	$\mathfrak{O} = 14.x + 696 + 900$	$\mathfrak{O} = 702 + 696 + 900 = 2298$
		$\mathfrak{U} = 14.x - 696 + 900$	$\mathfrak{U} = 702 - 696 + 900 = 906$
	2)	$\mathfrak{O} = 14.x + 696$	$\mathfrak{O} = 702 + 696 = 1398$
		$\mathfrak{U} = 14.x - 696$	$\mathfrak{U} = 702 - 696 = 6$
	3)	$\mathfrak{O} = 16.x + 696 - 900$	$\mathfrak{O} = 702 + 696 - 900 = 498$
		$\mathfrak{U} = 14.x - 696 - 900$	$\mathfrak{U} = 702 - 696 - 900 = -894.$

II. Nur Biegung.

Fig. 5g.	$\mathfrak{O} = 14.x$	$\mathfrak{O} = 702$
	$\mathfrak{U} = 14.x$	$\mathfrak{U} = 702.$

III. Nur Druck.

Fig. 5def.	5) $\mathfrak{O} = 696 + 900 = 1496$	2) $\mathfrak{O} = 696$	3) $\mathfrak{O} = 696 - 900 = -20$
	$\mathfrak{U} = -696 + 900 = 204$	$\mathfrak{U} = -696$	$\mathfrak{U} = -896 - 900 = -$

Aus der Betrachtung der Gleichungen sub I ergiebt sich zunächst, daß die Spannungen D und U auch im symmetrischen Träger sehr von einander verschiedene Werthe annehmen können, und daß in jedem Falle D und U zu berechnen und der absolut größte der beiden Werthe als maßgebend anzunehmen ist, und daß dies auch in dem Falle 2), wo die Längskraft in der Schwerpunktslinie angreift, stattfindet. Außerdem aber ergiebt sich aus den Gleichungen 1), daß beim Angreifen von L über der Schwerpunktslinie sowohl D wie U vergrößert werden. Läßt man dagegen die Längskraft unten angreifen und vergrößert man d nach unten — im negativen Sinne —, so zeigen die Gleichungen 3), daß man hierdurch die Spannungen D und U beliebig vermindern und also mittelst der Längskraft den Biegungsspannungen entgegenwirken kann. Durch ein Auf- und Abwärtsrücken der Längskräfte um 4^{cm} ergeben sich die sehr bedeutenden Differenzen zwischen den Maximalspannungen: 2298, 1398 und 894. Es soll noch hervorgehoben werden — was auch im Folgenden immer festzuhalten ist —, daß D und U stets entgegengesetzte Vorzeichen in sich schließen. In vorstehender Entwickelung ist D, wenn positiv, stets Druck; dagegen U, wenn positiv, stets Zug. Hieraus folgt alles Uebrige. So herrscht unter Fall 3), wo U negativ wird, nur Druck im Querschnitt.

Die Gleichungen sub III zeigen die bedeutende Steigerung der Spannungen in einem nur auf Zug oder Druck in seiner Längenrichtung beanspruchten Constructionsgliede, wenn die Kräfte nicht nach der Schwerpunktslinie angreifen, des excentrischen Drucks und Zugs. Es ergiebt sich daraus die Wichtigkeit einer genauen Centrirung aller Druckstreben. Die neutrale Linie ist hier wieder eine Gerade, parallel zur Schwerpunktslinie.

Das vorhergehende einfache Beispiel eines von einer Längskraft und einer einzelnen Normalkraft angegriffenen Trägers ist etwas ausführlicher behandelt, um die Einwirkungen einer Längskraft auf einen solchen Träger, insbesondere deren Einfluß auf die Gestalt der neutralen Linie anschaulich zu machen. Es wird dies zur Unterstützung der Vorstellung bei den folgenden zusammengesetzteren Fällen hinreichen, auch wenn wir keine weiteren Zeichnungen der neutralen Linie geben. Jedenfalls wird aber die Auftragung der neutralen Linie zu empfehlen sein, ganz vorzüglich bei der Projectirung von Bogenträgern, wie wir sie später behandeln. — Nach Vorausschickung also dieses für das Verständniß nothwendigen einfachsten Beispiels wenden wir uns zur Entwickelung der allgemeinen Formeln für Träger, an welchen neben der horizontalen Längskraft mehrere normale Einzellasten angreifen.

Man verfolge die Entwickelung an Fig. 6, Taf. 10. — Wir nehmen L nur noch unterhalb der Schwerpunktslinie angreifend an. Die Auflagerdrücke A und B sind leicht zu berechnen. Die Gleichung für die neutrale Linie wird in den verschiedenen durch die Kräfte N und die Auflager gebildeten Abtheilungen verschieden, ebenso die Gleichungen für die größten Spannungen. Wo die Normalkräfte N einfallen, liegen allemal Brechpunkte der neutralen Linie. Für ein beliebiges Feld n, Schnitt $\nu\nu$, gestalten sich die Gleichungen, wie folgt:

$$A x - N_1(x - n_1) - N_2(x - n_2) - \dots - N(x - n) - L(d - \eta) = \frac{D}{o}(\Theta + \eta^2\omega) = \frac{U}{u}(\Theta + \eta^2\omega), \quad (1)$$

$$L = \frac{D}{o}\eta\omega = \frac{U}{u}\eta\omega, \quad (2)$$

woraus durch Division:

$$\eta\omega[A x - N_1(x - n_1) - N_2(x - n_2) - \dots - N(x - n) - L(d - \eta)] = L(\Theta + \eta^2\omega).$$

Auf beiden Seiten streicht sich das Glied vom 2. Grade für η, nämlich $L\eta^2\omega$, und es wird:

$$\eta\omega[A x - N_1(x - n_1) - N_2(x - n_2) - \dots - N(x - n) - L d] = L\Theta.$$

Der Ausdruck in der Klammer ist aber nichts anderes, als das Angriffsmoment aller äußeren Kräfte an dem links von $\nu\nu$ liegenden Trägertheil, bezogen auf den Durchschnittspunkt D der Linie $\nu\nu$ mit der Schwerpunktslinie. Bezeichnen wir dies Moment mit ${}^sM_s$ (Angriffsmoment in Bezug auf den Schwerpunkt des Normalschnitts), so ist allgemein:

$$\eta = \frac{\Theta}{\omega}\cdot\frac{L}{{}^sM_s}.$$

D und U werden gefunden aus Gleichung (2); indem noch $o = s_0 + \eta$, $u = s_u - \eta$ ist, wird

$$D = \frac{L}{\omega}\left(\frac{s_0}{\eta} + 1\right) = \frac{s_0}{\Theta}\cdot{}^sM_s + \frac{L}{\omega}$$

$$U = \frac{L}{\omega}\left(\frac{s_u}{\eta} - 1\right) = \frac{s_u}{\Theta}\cdot{}^sM_s + \frac{L}{\omega}.$$

Die letzten Formeln:

$$D = \frac{s_0}{\Theta}\,{}^sM_s + \frac{L}{\omega}$$

$$U = \frac{s_u}{\Theta}\,{}^sM_s - \frac{L}{\omega}$$

sind uns die wichtigsten. Die Glieder $\frac{s_0}{\Theta}\,{}^sM_s$ und $\frac{s_u}{\Theta}\,{}^sM_s$

umfassen die Biegungsspannungen, die Glieder $\frac{L}{\omega}$ und $-\frac{L}{\omega}$ die durch die Längskräfte hervorgerufenen, **gleichförmig über die Querschnittsfläche vertheilten Spannungen.** Aus beiden setzen sich die Totalspannungen in den äußersten Fasern zusammen. Es werden also die Biegungsspannungen gefunden, indem man die Momentengleichung der inneren und äußeren Kräfte in Bezug auf den **Durchschnittspunkt des Trennungsschnitts** $\nu\nu$ **mit der Schwerpunktslinie** aufstellt. Zu der gefundenen Biegungsspannung ist dann noch die zugehörige (positive oder negative) von den Längskräften herrührende gleichförmig vertheilte Spannung zu fügen.

Der obige Satz hat Gültigkeit für alle möglichen Belastungsgesetze, da die Lastvertheilung ganz beliebig war; für gleichförmig vertheilte Last wird zum Beispiel (Fig. 7)

$$M_x = \frac{vlx}{2} - \frac{vx^2}{2} - Ld = \frac{v(l-x)x}{2} - Ld$$

$$\eta = \frac{\Theta}{\omega} \frac{L}{v(l-x)\frac{x}{2} - Ld},$$

$$\mathfrak{O} = \frac{s_0}{\Theta}\left[\frac{v(l-x)x}{2} - Ld\right] + \frac{L}{\omega},$$

$$\mathfrak{U} = \frac{s_u}{\Theta}\left[\frac{v(l-x)x}{2} - Ld\right] - \frac{L}{\omega}.$$

Um die gefundenen Resultate besser zu beleuchten, wir noch das folgende Beispiel berechnet. Ein eiserne von 6 m Spannweite mit $^1/_3$ Neigung der Dachfläche Grunde gelegt, die Sparren sind aus T-Eisen in den Taf. 10, gegebenen Querschnittsdimensionen gebildet Entfernung der Sparren beträgt 2,5 m. Die Sparr $l = 316$ cm. Als verticale Belastung pro □ m D sind angenommen: 140 Kilogr. Daraus folgt eine förmig vertheilte Normalbelastung = 1050 Kilogr. Längsdruck L = 1750 Kilogr. Die Querschnittsflä T-Trägers ist $\omega = 16$ qcm, die Lage der Schwerpunkts bestimmt durch $s_0 = 3{,}3$ cm, $s_u = 6{,}7$ cm. Das Tr moment Θ = rot. 160 für Centimeter. Lassen w einander L in der Entfernung = 3 cm oberhalb, d der Schwerpunktslinie, darauf 3 cm unterhalb angrei erhalten wir:

	allgemeine Formeln	$x = 0$	$x = \frac{l}{2}$
1)	$\mathfrak{O} = \left[\frac{v(l-x)x}{2} + Ld\right]\frac{s_0}{\Theta} + \frac{L}{\omega}$	$\mathfrak{O} = 108 + 109 = 127$	$\mathfrak{O} = 856 + 108 + 109 =$
	$\mathfrak{U} = \left[\frac{v(l-x)x}{2} + Ld\right]\frac{s_u}{\Theta} - \frac{L}{\omega}$	$\mathfrak{U} = 219 - 109 = 110$	$\mathfrak{U} = 1737 + 219 - 109 =$
2)	$\mathfrak{O} = \frac{v(l-x)x}{2}\frac{s_0}{\Theta} + \frac{L}{\omega}$	$\mathfrak{O} = 109$	$\mathfrak{O} = 856 + 109 = 965$
	$\mathfrak{U} = \frac{v(l-x)x}{2}\frac{s_u}{\Theta} - \frac{L}{\omega}$	$\mathfrak{U} = -109$	$\mathfrak{U} = 1737 - 109 = 1628$
3)	$\mathfrak{O} = \left[\frac{v(l-x)x}{2} - Ld\right]\frac{s_0}{\Theta} + \frac{L}{\omega}$	$\mathfrak{O} = -108 + 109 = 1$	$\mathfrak{O} = 856 - 108 + 109 =$
	$\mathfrak{U} = \left[\frac{v(l-x)x}{2} - Ld\right]\frac{s_u}{\Theta} - \frac{L}{\omega}$	$\mathfrak{U} = -219 - 109 = -328$	$\mathfrak{U} = 1737 - 219 - 109 =$

Die Verschiebung des Angriffspunktes der längs des Sparrens wirkenden Kraft aus dem Schwerpunkte um nur 3 cm nach oben und unten hat die sehr beträchtlichen Differenzen zwischen den größten Spannungen 1847, 1628 und 1409 zur Folge. Es verlohnt hier jedenfalls der Mühe, die Constructionsachse um 3 cm herabzurücken. Beiläufig zeigt sich hier eine höchst bedeutende und höchst nachtheilige Differenz zwischen der Größe der in der obersten und untersten Faser auftretenden Spannungen. Dies ist eine Eigenschaft Dachsparren so sehr beliebten einfachen T-Trägers. man sich statt dessen des entsprechenden Doppel-T- von gleichem Gewichte, dessen 4 Flantschen zusammenger so breit sind, wie die 2 des Doppel-T-Trägers, (vergl. Taf. 10) so gestalten sich die Spannungszahlen weit es ist dann $s_0 = s_u = 5$ cm, $\omega = 16$ qcm, wie $\Theta = 205$

	$x = 0$	$x = \frac{l}{2}$
1)	$\mathfrak{O} = 128 + 109 = 237$	$\mathfrak{O} = 1012 + 128 + 109 = 1249$
	$\mathfrak{U} = 128 - 109 = 19$	$\mathfrak{U} = 1012 + 128 - 109 = 1031$
2)	$\mathfrak{O} = 109$	$\mathfrak{O} = 1012 + 109 = 1121$
	$\mathfrak{U} = -109$	$\mathfrak{U} = 1012 - 109 = 903$

$x = 0$

3) $\mathfrak{O} = -128 + 109 = -19$
$\mathfrak{U} = -128 - 109 = -237$

$x = \frac{1}{2}$

$\mathfrak{O} = 1012 - 128 + 109 = 993$
$\mathfrak{U} = 1012 - 128 - 109 = 775$

Der Vorzug des Doppel-T-Trägers vor dem einfachen T-Träger von gleichem Gewichte ist augenfällig. Auch läßt der Doppel-T-Träger sehr einfache und unserem angegebenen Constructionsprincipe sehr entsprechende Verbindungen zu. So zeigt Fig. 10, Taf. 11, eine Firstverbindung der Sparren, die nur aus einer kleinen schmiedeeisernen, in der Mitte entsprechend eingeknickten Platte besteht, welche beiderseits mit je 4 Nieten an die unteren Flantschen der Sparren befestigt ist. Die Verbindung vereinigt die Sparren mit hinreichender Sicherheit, schützt gegen Verschiebung in Richtung der Firstlinie und ist, da von Schmiedeeisen, hinreichend nachgiebig im Falle einer Bewegung der Sparren in verticaler Ebene in Folge von Temperaturveränderungen; sehr leicht ist dabei die Hängestange anzubringen, welche die horizontale Zugstange AB (Fig. 11, Taf. 11) gegen das Einschlagen zu schützen hat. Der Hauptvortheil unserer Verbindung besteht nun aber darin, daß der Angriff der Längskräfte L (Fig. 10) an die unterste Fläche des Trägers gerückt ist. Dies entspricht einem Herabrücken der Kräfte L um $d = 5^{cm}$; wir erhalten dadurch:

$$\mathfrak{O} = 1012 - 213 + 109 = 908$$
$$\mathfrak{U} = 1012 - 213 - 109 = 690.$$

Vergleicht man diese Resultate mit den Zahlen $\mathfrak{O} = 1121$ und $\mathfrak{U} = 903$, so haben wir hier allein durch geeignete Construktion der Verbindungstheile die größte Spannung im Träger um $\frac{1}{5}$ vermindert; ganz davon zu schweigen, welchen Fehler man hätte begehen können, wenn man nur bis zu 3^{cm} **über** die Schwerpunktslinie hinausgegangen wäre, wo $\mathfrak{O} = 1249$, $\mathfrak{U} = 1031$.

Gehen wir zur Verbindung am Sparrenfuß (Fig. 11 und 11ᵃ, Taf. 11) über, so ist hier nach ähnlichem Princip verfahren, wie vorhin. Ein kleiner Schuh von Gußeisen umfaßt die horizontale Zugstange, hat unten eine Standfläche von geeigneter Breite und oben zwei Flantschen von der Breite der Trägerflantschen zum Aufschrauben oder Aufnieten des Trägers. Hier sind die Verhältnisse für die inneren Spannungen des Trägers noch günstiger, da der Angriff der Längskraft L noch weiter unterhalb des Trägers an den Punkt A fällt, so daß also obige Maximalspannungen noch zu hoch gegriffen sind.

Die letzte Construction (Fig. 11) zeigt uns den Weg, welchen wir gehen können, um $\mathfrak{O}$ und $\mathfrak{U}$ immer kleiner zu machen, Fig. 12, Taf. 11, zeigt, wie man L immer weiter von der neutralen Linie abrücken und dadurch in den Gleichungen:

$$\mathfrak{O} = \left[\frac{v(l-x)x}{2} - Ld\right]\frac{s_0}{\Theta} + \frac{L}{\omega}$$

$$\mathfrak{U} = \left[\frac{v(l-x)x}{2} - Ld\right]\frac{s_u}{\Theta} - \frac{L}{\omega}$$

die Glieder $Ld\frac{s_0}{\Theta}$ und $Ld\frac{s_u}{\Theta}$ immer mehr vergrößern, somit $\mathfrak{O}$ und $\mathfrak{U}$ immerfort verkleinern kann. Bald werden jedoch die Verbindungen bei a sehr schwache Stellen der Construction werden, und es wird der weitere Schritt nothwendig, die Ecken bei a abzurunden, wodurch man auf die gebogenen Sparren und auf im allgemeinen spitzbogige Dachformen kommt (Fig. 2ᵃ und 2, Taf. 10).

Entwickelung der Formeln für gebogene eiserne Träger.

Wir betrachten hier nur die Biegung nach dem Kreisbogen und bedienen uns der Fig. 13, Taf. 11.

Für jedes der durch die Auflager und durch die Einzellasten gebildeten Felder müssen wieder besondere Gleichungen aufgestellt werden. Für ein beliebiges Feld wird:

$$A\left[\frac{l}{2} - (r-\eta)\sin\varphi\right] - N_1[n_1 - (r-\eta)\sin\varphi] - N_2[n_2 - (r-\eta)\sin\varphi] - \ldots - N[n - (r-\eta)\sin\varphi]$$
$$- L[(r-\eta)\cos\varphi - (r-f)] = \frac{\mathfrak{O}}{o}(\Theta + \eta^2\omega) = \frac{\mathfrak{U}}{u}(\Theta + \eta^2\omega). \quad (1)$$

$$A.\sin\varphi - N_1\sin\varphi - N_2.\sin\varphi - \ldots - N.\sin\varphi + L.\cos\varphi = \frac{\mathfrak{O}}{o}\eta\omega = \frac{\mathfrak{U}}{u}.\eta\omega. \quad (2)$$

Gl. (1) durch (2) dividirt und übers Kreuz multiplicirt:

$$\eta\omega.\left[A\left(\frac{l}{2}-(r-\eta)\sin\varphi\right) - N_1\left(n_1-(r-\eta)\sin\varphi\right) - \ldots - N\left(n-(r-\eta)\sin\varphi\right) - L\left((r-\eta)\cos\varphi-(r-f)\right)\right]$$
$$= [A.\sin\varphi - N_1\sin\varphi - N_2\sin\varphi - \ldots - N.\sin\varphi + L.\cos\varphi](\Theta + \eta^2\omega).$$

Auf beiden Seiten streichen sich wiederum die mit $\eta^2\omega$ multiplicirten Glieder und es bleibt:

$$\left[A\left(\frac{l}{2} - r.\sin\varphi\right) - N_1(n_1 - r.\sin\varphi) - \ldots - N(n - r.\sin\varphi) - L\left(r.\cos\varphi - (r - f)\right)\right]\eta\omega =$$
$$= [A.\sin\varphi - N_1\sin\varphi - N_2\sin\varphi - \ldots - N.\sin\varphi + L.\cos\varphi]\,\Theta.$$

Es sind jetzt wieder alle Momente auf den Durchschnittspunkt D der Schwerpunktslinie mit dem Trennungsschnitt bezogen und wir können wieder ${}^sM_s$ einführen, wodurch man erhält:

$${}^sM_s\,\eta\omega = [(A - N_1 - N_2 - \ldots - N)\sin\varphi + L.\cos\varphi]\,\Theta,$$
$$\eta = \frac{\Theta}{\omega}.\frac{(A - N_1 - N_2 - \ldots - N)\sin\varphi + L.\cos\varphi}{{}^sM_s}$$

und

$$\mathfrak{O} = \frac{s_0}{\Theta}.{}^sM_s + \frac{1}{\omega}[(A - N_1 - N_2 - \ldots - N)\sin\varphi + L.\cos\varphi]$$
$$\mathfrak{U} = \frac{s_u}{\Theta}.{}^sM_s - \frac{1}{\omega}[(A - N_1 - N_2 - \ldots - N)\sin\varphi + L.\cos\varphi].$$

Ist die Last gleichförmig über die Projection vertheilt, so wird: $A = \frac{v\,l}{2}$, $N_1 + N_2 + N_3 + \ldots + N$ $v.\left(\frac{l}{2} - r.\sin\varphi\right)$, daher $A - N_1 - N_2 - - N = v\,r\sin\varphi$, woraus:

$${}^sM_s = \frac{v\,l}{2}\left(\frac{l}{2} - r.\sin\varphi\right) - v\frac{\left(\frac{l}{2} - r.\sin\varphi\right)^2}{2} - L[r.\cos\varphi - (r - f)]$$

$${}^sM_s = \frac{v\,l^2}{8} - \frac{v\,r^2.\sin^2\varphi}{2} - L(r.\cos\varphi + f - r) = \frac{v\,l^2}{8} - \frac{v\,r^2.\sin^2\varphi}{2} - L\left[r.\cos\varphi - \sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}}\right],$$

da $f = r - \sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}}$

$$\mathfrak{O} = \frac{s_0}{\Theta}\left[\frac{v\,l^2}{8} - \frac{v\,r^2.\sin^2\varphi}{2} - L\left(r.\cos\varphi - \sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}}\right)\right] + \frac{1}{\omega}(v\,r\sin^2\varphi + L\cos\varphi),$$
$$\mathfrak{U} = \frac{s_u}{\Theta}\left[\frac{v\,l^2}{8} - \frac{v\,r^2.\sin^2\varphi}{2} - L\left(r.\cos\varphi - \sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}}\right)\right] - \frac{1}{\omega}(v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi).$$

Bezieht man die Constanten auf den Winkel Φ der Auflagerpunkte, so erhält man, da $\sin\Phi = \frac{\frac{l}{2}}{r}$, $\cos\Phi$ $\frac{\sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}}}{r}$, $r = \frac{f^2 + \left(\frac{l}{2}\right)^2}{2f}$ und $f = r - \sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}}$, die Gleichungen:

$$\text{I}\quad\left\{\begin{aligned}
\eta &= \frac{\Theta}{\omega}.\frac{v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi}{\frac{v\,r^2}{2}(\sin^2\Phi - \sin^2\varphi) + L\,r(\cos\Phi - \cos\varphi)}\\
\mathfrak{O} &= \frac{s_0}{\Theta}\left[\frac{v\,r^2}{2}(\sin^2\Phi - \sin^2\varphi) + L\,r(\cos\Phi - \cos\varphi)\right] + \frac{1}{\omega}(v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi),\\
\mathfrak{U} &= \frac{s_u}{\Theta}\left[\frac{v\,r^2}{2}(\sin^2\Phi - \sin^2\varphi) + L\,r(\cos\Phi - \cos\varphi)\right] - \frac{1}{\omega}(v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi),
\end{aligned}\right.$$

Diese Formeln sind eleganter und übersichtlicher, die vorhergehenden jedoch häufig besser zu gebrauchen, wir setzen deshalb nochmals vollständig hierher:

$$\text{II}\qquad \eta = \frac{\Theta}{\omega}\,\frac{v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi}{v\left(\frac{l^2}{8} - \frac{r^2.\sin^2\varphi}{2}\right) + L\left(\sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}} - r.\cos\varphi\right)}$$

$$\text{II} \left\{ \begin{aligned} \mathfrak{O} &= \frac{s_0}{\Theta}\left[v\left(\frac{l^2}{8} - \frac{r^2}{2}.\sin^2\varphi\right) + L\left(\sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}} - r.\cos\varphi\right)\right] + \frac{1}{\omega}(v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi), \\ \mathfrak{U} &= \frac{s_u}{\Theta}\left[v\left(\frac{l^2}{8} - \frac{r^2}{2}.\sin^2\varphi\right) + L\left(\sqrt{r^2 - \frac{l^2}{4}} - r.\cos\varphi\right)\right] - \frac{1}{\omega}(v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi), \end{aligned} \right.$$

oder wenn der Pfeil f gegeben ist:

$$\text{III.} \left\{ \begin{aligned} \eta &= \frac{\Theta}{\omega}\,\frac{v\,r.\sin^2\varphi + L.\cos\varphi}{v\left(\frac{l^2}{8} - \frac{r^2.\sin^2\varphi}{2}\right) + L(r - f - r.\cos\varphi)} \\ \mathfrak{O} &= \frac{s_0}{\Theta}\left[v\left(\frac{l^2}{8} - \frac{r^2}{2}.\sin^2\varphi\right) + L(r - f - r.\cos\varphi)\right] + \frac{1}{\omega}(v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi) \\ \mathfrak{U} &= \frac{s_u}{\Theta}\left[v\left(\frac{l^2}{8} - \frac{r^2}{2}.\sin^2\varphi\right) + L(r - f - r.\cos\varphi)\right] - \frac{1}{\omega}(v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi). \end{aligned} \right.$$

Die Formeln zur Berechnung der größten Spannungen in einem beliebigen Radialschnitte sind hierdurch gegeben. Es handelt sich nun zunächst darum, zu untersuchen, in welchen Radialschnitten diese Spannungen ihr Maximum erreichen, für welchen Winkel φ also die Spannungen $\mathfrak{O}$ und $\mathfrak{U}$ ein Maximum erreichen. Setzt man aus Gleichung III

$$0 = \frac{d\mathfrak{O}}{d\varphi} = \underbrace{\frac{s_0}{\Theta}(-v\,r^2\sin\varphi\cos\varphi + L\,r\sin\varphi)}_{\text{Biegungsglied}} + \underbrace{\frac{1}{\omega}(2\,v\,r\sin\varphi\cos\varphi - L\sin\varphi)}_{\text{Tangentialdruck}},$$

so genügen dieser Gleichung die Bedingungen:

1) $\sin\varphi = 0$,

2) $\cos\varphi = \dfrac{L}{r\,v}\,\dfrac{s_0\,r\,\omega - \Theta}{s_0\,r\,\omega - 2\,\Theta}$.

Ferner genügen der Gleichung $\dfrac{d\mathfrak{U}}{d\varphi} = 0$ die Bedingungen:

3) $\sin\varphi = 0$,

und 4) $\cos\varphi = \dfrac{L}{r\,v}\,\dfrac{s_u\,r\,\omega + \Theta}{s_u\,r\,\omega + 2\,\Theta}$.

Hierdurch sind die interessanten Radialschnitte, welche vorzugsweise zu untersuchen sind, genau bestimmt. Die Beziehungen 2) und 4) ergeben etwas complicirte Werthe, welche sich für allgemeine Untersuchungen nicht eignen. Da jedoch der Radius r immer eine sehr große Zahl im Vergleich mit dem von den kleinen Querschnittsdimensionen des Trägers abhängigen Θ ist, so kann man ohne großen Fehler Θ und $2\,\Theta$ vernachlässigen und erhält dann die einfachere Beziehung:

$$\cos\varphi = \frac{L}{r\,v}.$$

Dies bezeichnet zugleich den Radialschnitt, für welchen das Biegungsglied allein seinen Maximalwerth annimmt, während das Glied des Tangentialdruckes allein für $\cos\varphi = \dfrac{L}{2\,r\,v}$ sein Maximum erreicht. $\sin\varphi = 0$ ist für beide Arten von Spannungen ein interessanter Punkt. Da uns also gegenwärtig das Biegungsglied hauptsächlich interessirt und der zu begehende Fehler jedenfalls sehr klein ist, nehmen wir im Folgenden nur:

1) $\sin\varphi = 0$,

wobei hier nur $\cos\varphi = +1$ sein kann, und

2) $\cos\varphi = \dfrac{L}{r\,v}$

als diejenigen Radialschnitte, welche immer zunächst zu untersuchen, kurz als die gefährlichen Radialschnitte an. $\sin\varphi = 0$ bezeichnet nur einen Radialschnitt, nämlich den Verticalschnitt durch den Scheitel. $\cos\varphi = \dfrac{L}{r\,v}$ dagegen zeigt bei symmetrischem Belastungsgesetze zwei, symmetrisch zur Scheitelverticalen gelegene, Radialschnitte an. Selbstverständlich kann von solchen letzter Art von vornherein nur die Rede sein, wenn $r\,v \geqq L$, also

$$\frac{L}{r\,v} = \cos\varphi_{max} \leqq 1$$

ist. Ist dagegen $L > r\,v$, so kann nur im Scheitelschnitt für $\sin\varphi = 0$ das Maximum zu suchen sein.

Wir gehen nunmehr nach Entwickelung vorstehender ganz allgemein für gebogene Träger, welche von zwei gleichen Sehnenkräften und zu diesen normalen Belastungen angegriffen sind, geltenden Elasticitätsformeln zur Anwendung derselben auf gebogene eiserne Dachsparren über. Und es handelt sich dabei immer um Vergleichung der gebogenen mit den entsprechenden geraden Sparren, sowie der gebogenen unter einander, und ist hierbei hauptsächlich die Größe des auf eine gemeinsame Spannweite l und gleiche Verticalbelastung g bezogenen Biegungsgliedes maßgebend.

Zunächst stellen wir fest:

Die Spannweite des Daches = l,

die Tangente der Dachneigung sei (Fig. 14, Tafel 12)

$$\frac{h}{\frac{l}{2}} = \alpha,$$

also für $^1/_2$ Dach, $^1/_3$ Dach, $^1/_4$ Dach beziehungsweise $\alpha = 1, ^2/_3, ^1/_2$ u. s. w.,

dann ist die Dachhöhe $h = \alpha \frac{l}{2}$,

und die Sparrenlänge $s = \frac{l}{2} \cdot \sqrt{\alpha^2 + 1}$.

Wir nehmen ferner eine verticale Belastung g pro laufende Einheit der Verticalprojection der Sparren, also pro laufende Einheit der Spannweite an. Es ist dann die verticale Belastung eines Sparrens (Fig. 14):

$$P = g \frac{l}{2}.$$

Der Druck normal zu dem Sparren ist sonach:

$$N = P \cdot \frac{\frac{l}{2}}{s}.$$

Demnach der gleichmäßig pro Längeneinheit des Spa vertheilte Normaldruck:

$$v = \frac{N}{s} = P \frac{\frac{l}{2}}{s^2}$$

und wenn man für P und s die obigen Werthe einfüh

$$v = \frac{g}{\alpha^2 + 1}.$$

Die Längskraft im geraden Sparren oder nach der S des gebogenen Sparrens ist:

$$S = \frac{P}{2} \cdot \frac{s}{h} = g l \cdot \frac{\sqrt{\alpha^2 + 1}}{4\alpha}.$$

Besonders häufig bedarf man der Formeln:

$$(f) \quad \dots\dots\dots \quad s = \frac{l}{2}\sqrt{\alpha^2 + 1}, \quad v = \frac{g}{\alpha^2 + 1}, \quad S = g l \cdot \frac{\sqrt{\alpha^2 + 1}}{4\alpha}.$$

Berechnen wir die Maximalspannung für den geraden Sparren, dessen Längskraft $L = S$ in der Schwerpunktslinie wirkt, so wird:

$$\mathfrak{O} = \frac{s_0}{\Theta} \cdot \frac{v s^2}{8} + \frac{S}{\omega},$$

oder zufolge der Gleichungen (f)

$$(a) \quad \left\{ \begin{aligned} \mathfrak{O} &= \frac{s_0}{\Theta} \cdot \frac{g l^2}{32} + \frac{1}{\omega} \cdot g l \cdot \frac{\sqrt{\alpha^2 + 1}}{4\alpha} \text{ und} \\ \mathfrak{U} &= \frac{s_u}{\Theta} \cdot \frac{g l^2}{32} + \frac{1}{\omega} \cdot g l \cdot \frac{\sqrt{\alpha^2 + 1}}{4\alpha}. \end{aligned} \right.$$

Das Biegungsglied in $\mathfrak{O}$ und $\mathfrak{U}$ ist sonach bei unveränderter Belastung von der Dachneigung ganz unabhängig. Das Glied aber für den Längsdruck, beziehungsweise $\frac{\sqrt{\alpha^2 + 1}}{4\alpha} = \lambda$ der folgenden Tabelle I ändert sich bei den gebräuchlichen Dächern, $^1/_2$ Dach bis $^1/_{10}$ Dach, nur zwischen 0,4 bis 1,3. Nähme man also einen mittleren Werth $\lambda = 1$ an, so würde für dieselbe Spannweite l und gleiche Belastung g dasselbe Sparrenfaçoneisen für alle Dachneigungen anwendbar sein. In der folgenden Tabelle I sind für das $^1/_2$- bis $^1/_{10}$-Dach, wo beziehungsweise $\alpha = 1$ bis $= ^1/_5$ ist, einige beim Projectiren nützliche Daten aufgeführt: (Siehe nebenstehende Tabelle.)

Wir gehen nun dazu über, den Sparren verschiedene Biegungen nach Kreisbögen zu geben.

Zunächst liegt es nahe, die Sparren derart zu biegen, daß beide gegenüberstehende Sparren zusammen in eine Kreislinie fallen, daß also, wie in den Fig. 17, Taf. 12, die ganze Spannung in einem fortlaufenden Kreissegmente überdeckt

Tabelle I.

$$\delta = \frac{\sqrt{\alpha^2 + 1}}{2}, \qquad \lambda = \frac{\sqrt{\alpha^2 + 1}}{4\alpha}.$$

α	$s = l_1 \delta$	$v = \frac{g}{\alpha^2 + 1}$	$L = g l . \lambda$
$^1/_1$	l.0,7071	g.0,5000	gl.0,3536
$^2/_3$	l.0,6009	g.0,6923	gl.0,4507
$^1/_2$	l.0,5590	g.0,8000	gl.0,5590
$^2/_5$	l.0,5385	g.0,8621	gl.0,6732
$^1/_3$	l.0,5271	g.0,9000	gl.0,7906
$^2/_7$	l.0,5200	g.0,9245	gl.0,9100
$^1/_4$	l.0,5154	g.0,9412	gl.1,0308
$^2/_9$	l.0,5122	g.0,9529	gl.1,1524
$^1/_5$	l.0,5099	g.0,9615	gl.1,2748

ist. Die Beziehung zu dem entsprechenden geradsp rigen Dach wird wieder durch das Verhältniß α gegel

In diesem Falle ergiebt sich die Größe des Biegun radius aus der Beziehung:

$$r^2 = \left(r - \alpha \frac{l}{2}\right)^2 + \frac{l^2}{4},$$

$$r = l \cdot \frac{\alpha^2 + 1}{4\alpha}.$$

Die Gleichung II für $\mathfrak{O}$ muß nun lauten:

$$\mathfrak{O} = \frac{s_0}{\Theta}\left[v\left(\frac{s^2}{8} - \frac{r^2}{2}.\sin^2\varphi\right) + L\left(\sqrt{r^2 - \frac{s^2}{4}} - r\cos\varphi\right)\right] + \frac{1}{\omega}(v\,r\sin^2\varphi + L.\cos\varphi).$$

Führen wir darin ein:

$$r = l.\frac{\alpha^2+1}{4\alpha},\ \text{ferner}\ s = \frac{l}{2}.\sqrt{\alpha^2+1},\quad v = \frac{g}{\alpha^2+1}\ \text{und}\ L = g\,l.\frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha},$$

so wird $\sqrt{r^2 - \frac{s^2}{4}} = l.\frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha}$ und

$$\mathfrak{O} = \frac{s_0}{\Theta}.\frac{g l^2}{32}\left[1 - \frac{\alpha^2+1}{\alpha^2}\sin^2\varphi + 2\frac{\alpha^2+1}{\alpha^2}(1 - \sqrt{\alpha^2+1}.\cos\varphi)\right] + \frac{1}{\omega}\frac{g l}{4\alpha}(\sin^2\varphi + \sqrt{\alpha^2+1}.\cos\varphi).$$

Um den gefährlichen Radialschnitt zu finden, bilde man

$$\cos\varphi_{max} = \frac{L}{r v} = \frac{g\,l.\frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha}}{l\frac{\alpha^2+1}{4\alpha}.\frac{g}{\alpha^2+1}} = \sqrt{\alpha^2+1}.$$

Dieser Werth $\sqrt{\alpha^2+1}$ ist größer als 1, kann daher nicht Cosinus des gesuchten Winkels sein; der gefährliche Radialschnitt kann vielmehr in diesem Falle nur der Verticalschnitt im Scheitel sein, für welchen

$$\sin\varphi = 0\ \text{und}\ \cos\varphi = +1.$$

Diese Bedingung in die Gleichung für $\mathfrak{O}$ eingeführt, giebt:

$$\text{(b)}\quad \begin{cases} \mathfrak{O} = -\frac{s_o}{\Theta}\frac{g l^2}{32}\left[2\frac{\alpha^2+1}{\alpha^2}(\sqrt{\alpha^2+1} - 1) - 1\right] + \frac{1}{\omega}g\,l\frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha} \\ \mathfrak{U} = -\frac{s_u}{\Theta}\frac{g l^2}{32}\left[2\frac{\alpha^2+1}{\alpha^2}(\sqrt{\alpha^2+1} - 1) - 1\right] + \frac{1}{\omega}g\,l\frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha} \end{cases}$$

Um diese Gleichungen zu verwerthen, gebrauche man Tabelle II. Deren erste Columne dient zur Ermittelung von $r = l\varrho$, die zweite enthält den Biegungspfeil f für den Sparren, welcher sich aus r nach der Beziehung

$$f = r - \sqrt{r^2 - \frac{s^2}{4}},$$

oder

$$f = l\left(\frac{\alpha^2+1}{4\alpha} - \frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha}\right) = l(\varrho - \lambda)$$

ergiebt, die dritte Columne enthält den nur von α abhängigen Coefficienten K des Biegungsgliedes — im Vergleiche mit dem Coefficienten $\frac{1}{32}$ des geradsparrigen Daches —, die vierte, nochmals aus Tabelle I wiederholt, die Werthe λ.

(Siehe nebenstehende Tabelle).

Tabelle II.

$$K = 2\frac{\alpha^2+1}{\alpha^2}(\sqrt{\alpha^2+1} - 1).\quad \varrho = \frac{\alpha^2+1}{4\alpha}.$$

α	$r = l.\varrho$	$f = l(\varrho - \lambda)$	K	$\lambda = \frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha}$
$^1/_1$	l.0,5000	l.0,1464	0,6568	0,3536
$^2/_3$	l.0,5417	l.0,0910	0,3118	0,4507
$^1/_2$	l.0,6250	l.0,0660	0,1800	0,5590
$^2/_5$	l.0,7250	l.0,0528	0,1166	0,6732
$^1/_3$	l.0,8333	l.0,0427	0,0840	0,7906
$^2/_7$	l.0,9464	l.0,0364	0,0600	0,9100
$^1/_4$	l.1,0625	l.0,0317	0,0472	1,0308
$^2/_9$	l.1,1806	l.0,0282	0,0370	1,1524
$^1/_5$	l.1,3000	l.0,0252	0,0296	1,2748

Vergleichen wir unter Zuhilfenahme der dritten Columne (K) der Tabelle II die Biegungsglieder der Gleichungen (b) mit denen in den Gleichungen (a) für den geraden Sparren, so zeigt sich für die Dachneigung von 45°, also wo $\alpha = {}^1/_1$, allerdings noch kein großer Vorsprung für den gebogenen Sparren, aber schon bei $\alpha = {}^2/_3$ zeigt sich eine Verkleinerung des Biegungsgliedes auf weniger als den dritten Theil; bei dem sehr brauchbaren und üblichen Neigungsverhältniß $\alpha = {}^1/_3$ wird das Biegungsglied für den gebogenen Sparren weniger, als $^1/_{12}$ desjenigen für den geraden. Für die flacheren Dachneigungen gestaltet sich dies Verhältniß noch günstiger.

Es ist also ersichtlich, daß die Anwendung solcher im ungebrochenen Kreissegmente gebogenen Dächer, welche im Scheitel eine scharnirartig nachgiebige Verbindung haben, schon einen großen Vortheil vor den geraden Dachformen aufweist, was besonders bei den gegenwärtig fast nur üblichen flacheren Dachneigungen stattfindet; andererseits werden diese Formen auch in schönheitlicher Hinsicht gewiß nicht nur keinem Anstand begegnen, sondern noch besonders bevorzugt erscheinen.

Mit Rücksicht auf allervortheilhafteste Construktion

stellt sich jedoch ein anderes Princip für die Biegung der Sparren auf. Es liegt nämlich nahe, denjenigen Biegungspfeil aufzusuchen, für welchen im verticalen Scheitelschnitt, also wo $\varphi = 0$, $\sin\varphi = 0$ und $\cos\varphi = +1$ ist, das ganze Biegungsglied verschwindet. Setzen wir aus den Gleichungen III für die Bedingung $\sin\varphi = 0$ und $\cos\varphi = 1$ das Glied:

$$\left[v\left(\frac{s^2}{8} - \frac{r^2}{2}\sin^2\varphi\right) + L(r - f - r\cos\varphi)\right]$$

gleich Null, so erhalten wir die Beziehung:

$$\frac{v s^2}{8} = L f \text{ oder } f = \frac{v s^2}{8L}.$$

Es ist dies die Formel, welche auch für Gewölbe bestehen muß, wenn die Belastung gleichförmig über die Projection vertheilt ist; die Stützlinie, d. h. eine Linie, welche eine solche Richtung für die Fortpflanzung der Kräfte im Gewölbe angiebt, daß keine Biegungsspannungen entstehen, ist in diesem Falle bekanntlich die Parabel. Wäre also jed Sparren parabolisch — jeder mit dem Parabelscheitel üb der Mitte, anstatt kreisförmig — gekrümmt bei Einhaltu des soeben ermittelten Pfeils, so würde sich jener genau n ein Gewölbe verhalten, es würden keine Biegungsspannung auftreten und man hätte die denkbar günstigste Inanspruc nahme. Da sich nun die Parabel in der Umgebung d Scheitels an den Kreis ziemlich gut anschließt, so werden d noch auftretenden Biegungsspannungen nicht allzu bedeuten sein, und die aus andern Gründen vorzuziehende kreisförmige Biegung wird annähernd die gleichen Dienste thu — Den Beweis dafür liefert die folgende Entwickelung.

Die Bedingung

$$f = \frac{v s^2}{8L}$$

kann man theilweise direct in die Gleichungen III einführe und erhält:

$$\mathfrak{O} = \frac{s_o}{\Theta}\left[Lr(1 - \cos\varphi) - \frac{v r^2}{2}\sin^2\varphi\right] + \frac{1}{\omega}(L\cos\varphi + v r \sin^2\varphi),$$

$$\mathfrak{U} = \frac{s_u}{\Theta}\left[Lr(1 - \cos\varphi) - \frac{v r^2}{2}\sin^2\varphi\right] - \frac{1}{\omega}(L\cos\varphi + r v \sin^2\varphi).$$

Diese Gleichungen enthalten jedoch noch r, welches direct von f abhängig ist. Man setze in

$$f = \frac{v s^2}{8L}$$

die Werthe der Gleichung (f) ein, wodurch

$$f = l \cdot \frac{\alpha}{8\sqrt{\alpha^2 + 1}}.$$

Es ist $r = \frac{s^2}{8f} + \frac{f}{2}$ und mit Hilfe des vorigen

$$r = \frac{l}{4}\left[\frac{(\alpha^2 + 1)\sqrt{\alpha^2 + 1}}{\alpha} + \frac{\alpha}{4\sqrt{\alpha^2 + 1}}\right].$$

Da die Bedingung $\sin\varphi = 0$ im vorliegenden Falle einem Minimum des Biegungsgliedes entspricht, so wird das Maximum dieses Gliedes sich ergeben für

$$\cos\varphi_{max} = \cos\psi = \frac{L}{r v},$$

oder durch Einführung der bekannten Werthe für L, r und v aus der Gleichung (f)

$$\cos\psi = \frac{4(\alpha^2 + 1)^2}{4(\alpha^2 + 1)^2 + \alpha^2}.$$

Die rechte Seite dieser Gleichung ist jederzeit ein ächt Bruch, nur für $\alpha = 0$ wird derselbe $= 1$; diese Gleichun ist also möglich und sie kennzeichnet die beiden zur Vert calen im Scheitel symmetrischen Radialschnitte, in welch das Maximum der Biegungsspannungen zu suchen ist.

Aus der vorletzten Gleichung ergiebt sich für r die b queme Form:

$$r = \frac{L}{v \cdot \cos\psi}.$$

Führt man nunmehr diesen letzten Werth für r in die obig Gleichungen für $\mathfrak{O}$ und $\mathfrak{U}$ ein, nachdem man dort den Wink φ durch ψ ersetzt hat, so erhalten wir die Formeln:

$$\mathfrak{O} = -\frac{s_o}{\Theta}\frac{L^2}{2v}\left(\frac{1}{\cos\psi} - 1\right)^2 + \frac{L}{\omega}\frac{1}{\cos\psi}$$

$$\mathfrak{U} = -\frac{s_u}{\Theta}\frac{L^2}{2v}\left(\frac{1}{\cos\psi} - 1\right)^2 - \frac{L}{\omega}\frac{1}{\cos\psi}.$$

Für L und v die Werthe aus den Gleichungen (f) ur für $\cos\psi$ seinen obigen Ausdruck in α eingesetzt, jedoch m Belaßung von $\cos\psi$ in den Sehnendruckgliedern der Uebe sichtlichkeit wegen, erhalten wir endlich:

$$(c) \quad \left\{\begin{aligned} \mathfrak{O} &= -\frac{s_o}{\Theta}\frac{g l^2}{32}\cdot\frac{\alpha^2}{16(\alpha^2 + 1)^2} + \frac{g l}{\omega}\cdot\frac{\sqrt{\alpha^2 + 1}}{4\alpha}\cdot\frac{1}{\cos\psi} \\ \mathfrak{U} &= -\frac{s_u}{\Theta}\frac{g l^2}{32}\cdot\frac{\alpha^2}{16(\alpha^2 + 1)^2} - \frac{g l}{\omega}\cdot\frac{\sqrt{\alpha^2 + 1}}{4\alpha}\cdot\frac{1}{\cos\psi} \\ \cos\psi &= \frac{4(\alpha^2 + 1)^2}{4(\alpha^2 + 1)^2 + \alpha^2}. \end{aligned}\right.$$

Dies sind nun die definitiven Gleichungen zur Bestimmung der Maximalspannungen in den nach der Bedingung $f = \frac{vs^2}{8L}$ gebogenen Trägern, insbesondere Dachsparren. Die folgenden Tabellen IIIa und IIIb mögen zum Verständniß und beim Projectiren solcher Träger dienlich sein.

Tabelle IIIa.

$$\gamma = \frac{\alpha}{8\sqrt{\alpha^2+1}}, \quad \varrho' = \frac{(\alpha^2+1)\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha} \cdot \frac{1}{\cos\psi}, \quad \cos\psi = \frac{4(\alpha^2+1)^2}{4(\alpha^2+1)^2+\alpha^2}.$$

α	1 $f = l.\gamma$	2 $r = l.\varrho'$	3 $\cos\psi$	4 $\frac{1}{\cos\psi}$	5 ψ	6 $\frac{f}{s}$
1/1	l.0,0884	l.0,7513	0,94118	1,0625	19° 45′	0,125
2/3	l.0,0693	l.0,6857	0,94944	1,0533	18° 19′	0,115
1/2	l.0,0559	l.0,7267	0,96154	1,0400	15° 57′	0,100
2/5	l.0,0465	l.0,8041	0,97113	1,0297	13° 48′	0,086
1/3	l.0,0395	l.0,8982	0,97800	1,0225	12° 3′	0,075
2/7	l.0,0344	l.1,0015	0,98285	1,0174	10° 38′	0,066
1/4	l.0,0303	l.1,1105	0,98635	1,0138	9° 29′	0,059
2/9	l.0,0271	l.1,2229	0,98891	1,0112	8° 32′	0,053
1/5	l.0,0245	l.1,3380	0,99084	1,0093	7° 45′	0,048

Tabelle IIIb.

α	$\frac{\alpha^2}{(\alpha^2+1)^2}$	$\frac{\alpha^2}{16.(\alpha^2+1)^2}$	$\frac{\alpha^2}{32.16(\alpha^2+1)^2}$	$\frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha} \cdot \frac{1}{\cos\psi}$
1/1	0,2500	0,01563	0,000487	0,3757
2/3	0,2130	0,01331	0,000413	0,4747
1/2	0,1600	0,01000	0,000312	0,5814
2/5	0,1189	0,00743	0,000232	0,6932
1/3	0,0900	0,00563	0,000176	0,8084
2/7	0,0697	0,00436	0,000136	0,9259
1/4	0,0554	0,00346	0,000108	1,0451
2/9	0,0448	0,00280	0,0000875	1,1654
1/5	0,0370	0,00231	0,0000723	1,2865

Wir entnehmen aus der Vergleichung der Gleichungen (c) mit den Gleichungen (a), daß das Biegungsglied im gebogenen Sparren sich zu dem im geraden verhält wie

$$\frac{\alpha^2}{16(\alpha^2+1)^2} \text{ zu } 1,$$

aus der Columne 2 der Tabelle IIIb aber entnehmen wir, daß für die gewöhnlichen Dachformen der Werth von $\frac{\alpha^2}{16(\alpha^2+1)^2}$ zwischen 0,01 und 0,002 sich bewegt, daß das Biegungsglied im gebogenen Sparren somit nur den $\frac{1}{100}$ ten bis $\frac{1}{500}$ ten Theil desjenigen beim geraden Sparren beträgt. Die im voraus naheliegende Vermuthung, daß das Biegungsglied nur einen sehr kleinen Werth annehmen werde, findet sich sonach vollkommen bestätigt. Ferner zeigt der Vergleich der Glieder für die Tangentialdruckspannungen in denselben Gleichungen unter Zuhilfenahme der vierten Columne der Tabelle IIIa, daß diese Druckspannungen in beiden Fällen nahezu vollständig gleich sind; denn die Werthe in jener Columne weichen außerordentlich wenig von 1 ab. — Die dargelegten Verhältnisse sprechen wohl entschieden genug für die nach dem Pfeile:

$$f = \frac{vs^2}{8L} = l.\frac{\alpha}{8\sqrt{\alpha^2+1}},$$

oder dem Radius

$$r = \frac{l}{4}\left[\frac{(\alpha^2+1)\sqrt{\alpha^2+1}}{\alpha} + \frac{\alpha}{4\sqrt{\alpha^2+1}}\right]$$

gebogenen Dächer. Die Figg. 16 (Taf. 11) zeigen die verschiedenen hieraus resultirenden Dachformen vom $^1/_2$ Dach bis $^1/_{10}$ Dach; die durch den Winkel $\varphi_{max} = \psi$ gekennzeichneten gefährlichen Radialschnitte sind überall durch kleine Querstriche vorgemerkt.

Diese Dachformen sind sämmtlich in der First gebrochene, spitzbogige, welche schönheitlich durchaus nichts anstößiges haben; im Gegentheile wirkt diese Form beim $^1/_3$ Dach ganz ansprechend; bei dem $^1/_4$ Dach und den flacheren Formen wird jedoch die Spitze schon nicht mehr bemerkt.

Die Vergleichung der Größe der Biegungsglieder beim ungebrochen kreisförmig gebildeten Dache mit dem nach unserem letzten Princip gebogenen wird am besten durch die folgende Nebeneinanderstellung der entsprechenden Coefficienten aus Tabelle II und III^b gegeben.

$$K = 2\frac{\alpha^2+1}{\alpha}\left(\sqrt{\alpha^2+1}-1\right).$$

	ungebrochen kreisförmig	nach $f = \frac{vs^2}{8L}$ gebogen
α	K	$\frac{\alpha^2}{16(\alpha^2+1)^2}$
1/1	0,6568	0,01563
2/3	0,3118	0,01331
1/2	0,1800	0,01000
2/5	0,1166	0,00743
1/3	0,0840	0,00563
2/7	0,0600	0,00436
1/4	0,0472	0,00346
2/9	0,0370	0,00280
1/5	0,0296	0,00231

Das Verhältniß bewegt sich zwischen rund 40 : 1 beim 1/2 Dach bis 15 : 1 beim 1/10 Dach. **Die nach dem Gesetze $f = \frac{vs^2}{8L}$ gebogenen Sparrenformen sind also constructiv allen andern Formen entschieden vorzuziehen.**

Die Biegung der eisernen, am besten I-förmigen Sparren im Walzwerke, sobald der Träger die letzte Walze verläßt, wird sich bei größerer Bestellung ohne alle Schwierigkeiten und Kosten exact herstellen lassen. Der Wegfall **jeder** weiteren Unterstützungsconstruktion gestattet jedoch eine außerordentliche Kostenersparniß, sowie die allergrößte Leichtigkeit für die Projectirung. Zu den Sparren tritt im Binder von weiteren Construktionsgliedern nur die horizontale Zugstange, welche von Sparrenfuß zu Sparrenfuß geht, und die kurze und schwache verticale Hängestange, welche das Einschlagen jener verhindert. Auch in Rücksicht auf Schönheit wird der Anblick des gebogenen Daches von Innen mit seinen wenigen und gleichförmig gebogenen Linien günstiger wirken, als das Stangen- und Bändergewirre etwa eines Dachstuhls nach **Polonceau** u. s. w.

Als eine Hauptsache aber bleibt immer bei diesen Construktionen zu berücksichtigen, daß die **Verbindung in der First ein wirkliches Scharnier oder scharnierartig** sei, damit die Längsdrücke L wirklich die theoretisch berechneten Größen annehmen. Die Verbindung am Sparrenfuße w leicht und wohlfeil durch einen gußeisernen Schuh her stellen sein.

Zur Vollständigkeit soll hier noch durch ein Beispiel Falls gedacht werden, wo man den Biegungspfeil f verh nißmäßig sehr groß werden läßt. Zum Beispiel sei

$$f = \frac{s}{3}, \text{ dann ist } r = \frac{f}{2} + \frac{s^2}{8f} = \frac{13}{24}s.$$

Man suche die gefährlichen Radialschnitte auf:

$$\cos\varphi_{max} = \frac{L}{rv},$$

wobei zufolge den Gleichungen (f)

$$L = gl.\frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha}, \quad v = \frac{g}{\alpha^2+1}, \quad s = l.\frac{\sqrt{\alpha^2+}}{2}$$

und hierdurch

$$\cos\varphi_{max} = \frac{\alpha^2+1}{\alpha}.\frac{12}{13} = \left(\alpha+\frac{1}{\alpha}\right)\frac{12}{13}.$$

Für alle Werthe von α zwischen 1/1 und 1/5 wird je die rechte Seite dieser Gleichung immer größer als 1, Gleichung ist also **unmöglich**. Das Maximum der Sp nungen kann daher in vorliegendem Falle nur bei $\sin\varphi =$ also $\cos\varphi = +1$ gefunden werden. Die Gleichungen nehmen dann die Form an:

$$\mathfrak{O} = \frac{s_o}{\Theta}\left(\frac{vs^2}{\Theta} - Lf\right) + \frac{L}{\omega},$$

$$\mathfrak{U} = \frac{s_u}{\Theta}\left(\frac{vs^2}{\Theta} - Lf\right) - \frac{L}{\omega},$$

oder:

$$\mathfrak{O} = -\frac{s_o}{\Theta}\frac{gl^2}{32}\left(\frac{4}{3}\left(\alpha+\frac{1}{\alpha}\right)-1\right) + \frac{gl}{\omega}.\frac{\sqrt{\alpha^2-}}{4\alpha}$$

$$\mathfrak{U} = -\frac{s_u}{\Theta}\frac{gl^2}{32}\left(\frac{4}{3}\left(\alpha+\frac{1}{\alpha}\right)-1\right) - \frac{gl}{\omega}.\frac{\sqrt{\alpha^2-}}{4\alpha}$$

Die zweite Columne der Tabelle IV zeigt, welche We

Tabelle IV.

α	$\left(\alpha+\frac{1}{\alpha}\right)$	$\frac{4}{3}\left(\alpha+\frac{1}{\alpha}\right)-1$	$\frac{\sqrt{\alpha^2+1}}{4\alpha}$
1/1	2,0000	1,6666	0,3536
2/3	2,1666	1,8888	0,4507
1/2	2,5000	2,3333	0,5590
2/5	2,9000	2,8666	0,6732
1/3	3,3333	3,4444	0,7906
2/7	3,7857	4,0476	0,9100
1/4	4,2500	4,6666	1,0308
2/9	4,7222	5,2963	1,1524
1/5	5,2000	5,9333	1,2748

der nur von α abhängige Coefficient des Biegungsgliedes bei den verschiedenen Dächern annimmt; die letzte Columne giebt wieder den schon mehrfach gebrachten Werth λ.

Hiernach nimmt das Biegungsglied die 2 bis 6fache Größe, wie bei dem geraden Sparren an. Bei dem $^1/_3$ Dache ($\alpha = {}^2/_3$, Fig. 18, Taf. 12), welches vielleicht eine in Rücksicht auf Schönheit recht gut verwendbare Form hat, beträgt das Biegungsglied noch nicht das doppelte, beim $^1/_4$ Dache ($\alpha = {}^1/_2$, Fig. 19, Taf. 12) erst das $2^1/_2$fache desjenigen beim geraden Sparren. Ohne diese Formen für Sattel- oder Kuppeldächer gerade empfehlen zu wollen, bieten dieselben vielleicht unter gewissen Umständen eine geeignete und gefällige Lösung; und es hat deren construktive Ausführung, wie auch Berechnung keine weitere Schwierigkeit. Ueber dem Scheitel müßte zur Vermeidung von Schneeansammlungen noch ein besonderes kleines Dach (Fig. 19, Taf. 12) errichtet werden, dessen gesammtes Gewicht aber vertical im Scheitelpunkte aufzunehmen ist; Aufruhepunkte nach den Seiten sollen dieses mittlere kleine Dach nur balanciren.

Construktiv sind diese Dächer im Vergleich mit den oben angegebenen rundbogigen und spitzbogigen Formen, wie gezeigt, nicht vortheilhaft, im Vergleich mit dem geradsparrigen Dache aber immerhin doch nicht so unvortheilhaft, daß deren Anwendung aus Schönheitsrücksichten nicht ausnahmsweise gestattet sein könnte.

Zum Schlusse sei noch bemerkt, daß die für die gebogenen Träger angegebenen Formeln auch leicht noch die Elasticitätsformeln für geschlossene Kreisringe ergeben, wenn man setzt $\Phi = 180^0$. Nehmen wir z. B. den Fall, wo ein gebogener Träger nur von einer einzigen Last N im Scheitel belastet ist, so lauten hierfür entsprechend den Bezeichnungen in Fig. 13, Taf. 11, und den Fundamentalformeln Seite 139 flgd. die Gleichungen:

$$\eta = \frac{\Theta}{\omega r} \cdot \frac{\frac{N}{2}\sin\varphi + L\cos\varphi}{\frac{N}{2}(\sin\Phi - \sin\varphi) + L(\cos\Phi - \cos\varphi)},$$

$$\mathfrak{O} = \frac{s_o r}{\Theta}\left[\frac{N}{2}(\sin\Phi - \sin\varphi) + L(\cos\Phi - \cos\varphi)\right] + \frac{1}{\omega}\left(\frac{N}{2}\sin\varphi + L\cos\varphi\right),$$

$$\mathfrak{U} = \frac{s_u r}{\Theta}\left[\frac{N}{2}(\sin\Phi - \sin\varphi) + L(\cos\Phi - \cos\varphi)\right] - \frac{1}{\omega}\left(\frac{N}{2}\sin\varphi + L\cos\varphi\right),$$

und setzen wir $\Phi = 180^0$, sonach $\sin\Phi = 0$, $\cos\Phi = -1$, außerdem $L = 0$, so wird

$$\eta = -\frac{\Theta}{\omega r},$$

$$\mathfrak{O} = -\left(\frac{s_o r}{\Theta} - \frac{1}{\omega}\right)\frac{N}{2}\sin\varphi,$$

$$\mathfrak{U} = -\left(\frac{s_u r}{\Theta} + \frac{1}{\omega}\right)\frac{N}{2}\sin\varphi.$$

In diesem Falle ist also die neutrale Linie ein zum Schwerpunktskreis concentrischer Kreis, dessen Radius um $\frac{\Theta}{\omega r}$ größer ist, als der Radius des Schwerpunktskreises. Für die Spannungen tritt das Maximum ein im horizontalen Radialschnitte, wo $\sin\varphi = 1$, also:

$$\mathfrak{O} = -\left(\frac{s_o r}{\Theta} - \frac{1}{\omega}\right)\frac{N}{2},$$

$$\mathfrak{U} = -\left(\frac{s_u r}{\Theta} + \frac{1}{\omega}\right)\frac{N}{2}.$$

Den absolut größten Werth für $s_o = s_u$ erreicht die innere Druckspannung $\mathfrak{U}$, wie vorstehend ersichtlich. In ähnlicher Weise lassen sich auch für mehrere Kräfte oder für gleichförmig vertheilte Last leicht die Formeln aufstellen. Wir wollen nur noch den letzten Fall behandeln. Aus den Gleichungen I, Seite 139, ergiebt sich für uns sofort:

$$\eta = -2\frac{\Theta}{\omega r},$$

$$\mathfrak{O} = -\, v r \sin^2\varphi \left(\frac{1}{2}\frac{s_o r}{\Theta} - \frac{1}{\omega}\right),$$

$$\mathfrak{U} = -\, v r \sin^2\varphi \left(\frac{1}{2}\frac{s_u r}{\Theta} + \frac{1}{\omega}\right).$$

Aus den Seite 139 flgd. gegebenen Hauptformeln lassen sich in dieser Weise bei Anwendung auf den geschlossenen Kreisring noch die verschiedensten interessanten Specialfälle ableiten, worauf wir jedoch hier verzichten.

Als wichtigstes Resultat vorstehender Untersuchung erlauben wir uns jedoch nochmals den Vorschlag, für eiserne Dächer in ausgedehntem Masse passend gebogene Sparren anstatt gerader in Anwendung zu bringen, hervorzuheben. Die Ausführung solcher Dächer bietet durchaus keine Schwierigkeiten, wird im Gegentheile eine außerordentlich einfache Construktion an die Stelle complicirter setzen und endlich eine sehr ansehnliche Kostenersparniß ermöglichen.

Graphische Construktion der Schieberdiagramme bei Coulissen-steuerungen.

Von

A. von Borries, Ingenieur in Berlin.

(Hierzu Tafel 13 und Fig. 14 bis 17 auf Taf. 14).

Bei der großen Verbreitung, welche die Coulissensteuerungen in Folge ihrer vorzüglichen Eigenschaften bei den Dampfmaschinen, besonders den Locomotiven, gefunden haben, erscheint es wünschenswerth, sich über die durch eine Coulisse hervorgebrachte Bewegung nicht nur möglichst ins Klare zu setzen, sondern auch den Einblick in die Sache auf möglichst einfachem Wege zu erlangen. Nachdem nun Herr Professor Zeuner durch sein ausgezeichnetes Werk „die Schiebersteuerungen" Licht in die Sache gebracht, erübrigt es nur noch, durch einfachere Darstellung zu demselben Resultat zu gelangen.

Deshalb werde ich im Nachstehenden versuchen, die Coulissensteuerungen unter Vermeidung aller Rechnungen auf graphischem Wege zu untersuchen, wobei es sich besonders um die Construktion der Linie handelt, welche der geometrische Ort der Mittelpunkte der Schieberkreise ist, der sogen. Centralcurve.

Um systematisch zu verfahren, lasse ich die von Herrn Professor Wiebe herrührende Ableitung des Zeuner'schen Diagrammes folgen.

I. Der Zeuner'sche Schieberkreis.

Im Folgenden wird vorausgesetzt, daß die Excenterstange AB (Fig. 1, Taf. 13) im Verhältniß zur Excentricität (Schieberkurbel) OA sehr lang sei, so daß man die Bewegung des Endpunktes B derselben als eine reine Sinusbewegung auffassen kann, wie sie z. B. durch eine Kurbelschleife hervorgebracht werden würde. Dann ist die Entfernung des Punktes B aus seiner Mittelstellung, wenn sich die Kurbel OA um den Winkel α aus dem todten Punkte gedreht hat:

$$x = \overline{OD} = \overline{OA}.\cos\alpha.$$

Ist nun in Fig. 2, Taf. 13, BB_1 die Richtung der Schieberkurbel für die todten Punkte, $\overline{OB} = \overline{OB_1} = r$ d Schieberkurbelradius (Excentricität), so ist für eine belieb Richtung OD der Schieberkurbel die Ausweichung des Sch bers aus seiner Mittelstellung nach der obigen Gleichung:

$$x = \overline{OD} = \overline{OB}.\cos\alpha,$$

mithin liegen die Punkte D, da der Winkel BDO stets e Rechter ist, auf einem über OB, resp. für den anderen To punkt über OB_1 als Durchmesser beschriebenen Kreise. Den man sich nun die Schieberkurbel gedreht, so geben die in d Kurbelrichtung liegenden Sehnen $\overline{OD}$ die Ausweichung d Schiebers aus seiner Mittelstellung.

Ist ferner d die äußere, i die innere Deckung des Sch bers, so ist für die Ausweichung x desselben aus seiner Mi telstellung,

die äußere Eintrittsöffnung $a_1 = x - d$,
die innere Austrittsöffnung $a_2 = x - i$.

Beschreibt man also in Fig. 2 mit den Deckungen und i als Radien Kreise um O, so schneiden diese auf d Sehnen OD die wirklichen Schieberöffnungen

$$a_1 = \overline{CD} \text{ und } a_2 = \overline{FD} \text{ ab,}$$

deren, durch die Canalbreite a beschränkte Größe man du zwei Kreise um O mit den Radien a + d und a + i da stellt.

Man will nun aber aus dem Diagramme die Sch beröffnungen für bestimmte Stellungen der Dampfkurbel O (Fig. 3, Taf. 13) wissen. Ist δ der Voreilungswinkel d Schieberkurbel, so hat die Dampfkurbel von ihrem todt Punkte aus einen Winkel $AOA' = 90 - \delta$ zu dur laufen, ehe die Schieberkurbel OB in den Todtpunkt gelan die Todtstellung der Dampfkurbel in dem Diagramme (Fig. Taf. 13) ist mithin die Richtung OA, wenn Winkel AO $= 90 - \delta$ gemacht wird. Denkt man sich nun die Dam

kurbel gedreht, so schneiden die Kreise des Diagrammes auf den Richtungen derselben die entsprechenden Schieberöffnungen ab, wie vorher auf der Schieberkurbel. Zieht man in O zu OA die senkrechte Richtung OY, so bildet OB mit dieser einen Winkel ε gleich dem Voreilungswinkel δ. Um aus dem Diagramme direct die Lagen der Dampf- und Schieberkurbel gegen einander zu erhalten, braucht man nur $A_1 O$ als Dampfkurbel, OB als Schieberkurbel zu betrachten.

Im Uebrigen ist das Diagramm ja zu bekannt, als daß ich noch Worte darüber verlieren dürfte.

II. Reductionen.

Im Vorigen wurde stillschweigend vorausgesetzt, daß die mittlere Lage der Excenterstange, ebenso wie die des Cylinders, eine horizontale sei, was nicht immer der Fall ist. Bildet die mittlere Lage der Excenterstange (Fig. 5, Taf. 13) mit der Cylinderachse einen Winkel β, welcher der Drehungsrichtung der Kurbel $\left\{\begin{matrix}\text{entgegengesetzt}\\ \text{gleichgerichtet}\end{matrix}\right\}$ ist, so langt die Schieberkurbel um den Winkel β $\left\{\begin{matrix}\text{eher}\\ \text{später}\end{matrix}\right\}$ in ihrem Todtpunkte an. Man kann also die schiefe Richtung der Excenterstangen dadurch auf die Horizontale reduciren, daß man die Schieberkurbel um den Winkel $\left\{\begin{matrix}\text{vorstellt}\\ \text{zurückstellt}\end{matrix}\right\}$ d. h. im Diagramme (Fig. 4, Taf. 13) den Winkel $\varepsilon = \delta \pm \beta$ macht.

Bewegt sich der Endpunkt b der Excenterstange (Fig. 5, Taf. 13) nicht in der Richtung nach O zu, sondern in einer Geraden unter dem Winkel γ zu dieser Richtung, so macht derselbe Bewegungen, deren Projectionen auf die mittlere Richtung ob die oben angegebenen sind. Um also diese Bewegung des Punktes b auf eine solche in der Stangenrichtung ob zu reduciren, hat man im Diagramme (Fig. 4) nur eine Kurbellänge $\overline{OB} = r \cdot \frac{1}{\cos\gamma}$ als Durchmesser des Schieberkreises zu benutzen. Graphisch findet man diese Kurbellänge als Hypotenuse eines rechtwinkeligen Dreiecks, in welchem diese und der effective Kurbelradius r den Winkel γ einschließen.

Greift der Punkt b an einem Hebel an, der mit einem anderen Punkte e die Schieberstange führt und sich um den Punkt c dreht, so sind die Bewegungen der Punkte b und e ähnlich; um also die Bewegung des Punktes e, also des Schiebers direct durch eine Kurbel hervorzubringen, hat man derselben die Länge $r \cdot \frac{\overline{ce}}{\overline{cb}}$ zu geben.

III. Bedingungen der Richtigkeit einer Coulissensteuerung.

Damit eine richtige Dampfvertheilung bei jeder Lage der Coulisse (der Ausdruck „Lage" bezieht sich hier stets auf die Höhenstellung der Coulisse oder des Steines), oder des Steuerhändels, stattfinde, ist nothwendig, daß die Eröffnung der Dampfcanäle zu beiden Seiten des Kolbens genau symmetrisch erfolge. Dazu ist wieder nöthig, daß:

1) Ueberhaupt dem Schieber eine Bewegung ertheilt werde, die nach beiden Seiten symmetrisch zu einem festen Punkte erfolgt.

2) Daß dieser Schwingungsmittelpunkt für jede Lage der Coulisse oder des Gleitsteines derselbe sei.

Da sich der Schieber in der Regel ebenso, mindestens aber ähnlich bewegt, wie der ihn führende Punkt der Coulisse, so muß nach der ersten Bedingung jeder der führenden Punkte eine Bewegung erhalten, die nach beiden Seiten symmetrisch zu einem festen Schwingungsmittelpunkte, nämlich der Mittelstellung dieses Punktes ist.

Wenn die ganze Coulisse, also, wie später bewiesen wird, alle führenden Punkte in ihrer Mittelstellung sich befinden, so gilt dies auch vom Schieber. Diese Stellung der Coulisse, die in Wirklichkeit niemals eintritt, kann man, wie später ersichtlich, dadurch hervorbringen, daß man die beiden Excentermittelpunkte nach der Achse O verlegt denkt. Nach der zweiten Bedingung muß man dann die Coulisse, resp. den Stein, heben und senken können, ohne daß eine Verrückung erfolgt. Die zweite Bedingung bezieht sich demnach lediglich auf die Form der Coulisse.

IV. Methode der Untersuchung.

Die Methode, nach der ich die Coulissensteuerungen von Stephenson, Gooch und Allan im Folgenden untersuchen werde, besteht einfach darin, daß man den Mittelpunkt eines Excenters festhält und dann die relative Bewegung des Schiebers gegen die nun ebenfalls bewegte Schieberfläche untersucht, was nach folgendem Satze geschieht:

Sind ob_1 und ob_2, Fig. 6, Taf. 13, zwei Kurbeln, die zwei Flächen 1 und 2 mittelst sehr langer Schubstangen gegen einander bewegen, so erhält man die relative Bewegung der Fläche 1 gegen 2, indem man den Punkt b_2 festgehalten denkt. Diese relative Bewegung ist demnach diejenige, welche eine Kurbel $\overline{b_2 b_1}$ hervorbringen würde, die man, der Uebersichtlichkeit halber, nun wieder in derselben Richtung im Drehpunkt o angebracht denken kann.

Die relative Bewegung der Fläche 1 gegen 2 wird demnach auch durch eine Kurbel ob hervorgebracht, die man

durch Construction eines Parallelogramms findet, in welchem $o b_2$ und $o b$ Seiten, $o b_1$ Diagonale ist.

Bei der Untersuchung der Coulissenbewegegung denkt man sich nun zunächst in jeder Lage die schiefe Richtung der Excenterstangen auf die horizontale reducirt und verfährt dann wie oben gesagt unter Benutzung des Parallelogramms.

V. Betrachtung einer Coulissensteuerung der allgemeinsten Art.

Eine Coulissensteuerung der allgemeinsten Art ist offenbar diejenige, bei welcher der Stein d (Fig. 7, Taf. 13) nach einem bestimmten Gesetze gehoben wird, wenn man die Coulisse gleichförmig senkt und umgekehrt. Es stelle nun Fig. 7 eine solche Steuerung dar und zwar sei der zweiten Bedingung durch die Form der Coulisse Genüge geleistet. Ferner sei die Aufhängung der Coulisse $c_1 c_2$ derart beschaffen, daß der führende Punkt sich in horizontaler Richtung, ebenso wie der Stein d bewege (was in Wirklichkeit nur in der Mittellage genau zutreffen wird).

Reduction der Kurbellänge. Ist 2γ der Winkel, den die mittleren Richtungen der Excenterstangen mit einander bilden, so sind die mittleren Bewegungsrichtungen der Punkte c_1 und c_2 Gerade, deren Richtungen von den mittleren Stangenrichtungen um den Winkel γ abweichen, wie leicht ersichtlich; demnach hat man für die Bewegung der Endpunkte c_1 und c_2 eine reducirte Kurbellänge $= \frac{r}{\cos\gamma}$ in Anschlag zu bringen. Sind also $o b_1 = o b_2 = r$ (Fig. 8, Taf. 13) die Schieberkurbeln, deren Voreilungswinkel δ ist, so trägt man in o an $o b_1$ den Winkel γ an, zieht in b_1 eine Normale zu $o b_1$, so erhält man durch den Schnittpunkt b die reducirte Kurbellänge $\overline{o b} = \frac{r}{\cos\gamma}$.

Reduction der Voreilung. Bei verschiedenen Lagen der Coulisse haben die mittleren Richtungen der Excenterstangen $o c_1$ und $o c_2$ verschiedene Neigungswinkel β' und β gegen die Horizontale; reducirt man darnach die Voreilung, wie oben beschrieben, so ist ersichtlich, daß die Winkel β' und β bei offenen Stangen als den Voreilungswinkel δ vermehrend, bei gekreuzten Stangen als denselben vermindernd auftreten.

Nach Vollendung beider Reductionen hat man also für eine bestimmte Lage der Coulisse (Fig. 7, Taf. 13) die Schieberkurbeln $\overline{o b_1'}$ und $\overline{o b_2'}$ (Fig. 8), deren Länge $= \frac{r}{\cos\gamma}$ und deren Voreilungswinkel $\delta \pm \beta'$ und $\delta \pm \beta$ sind, welche die Endpunkte c_1 und c_2 der Coulisse bewegen.

Construction des Diagrammes. Denkt man sich nun den Punkt b_2' festgehalten, so wird jetzt die Schieberfläche durch eine Kurbel $\overline{OL}$ (Fig. 9, Taf. 13) $= \overline{b_2' o}$ (Fig. 8) unter dem Voreilungswinkel $LOY = -(\delta - \beta$ der Schieber dagegen durch den Punkt b_1', also durch ein Kurbel $\overline{OM}$ (Fig. 9, Taf. 13) $= \overline{b_2' b_1'}$ (Fig. 8, Taf. 1[illegible] unter dem Voreilungswinkel $MOY = -(\beta - \gamma$ wie aus Fig. 8 ersichtlich, bewegt. Da aber jetzt der Punk c_2 der Coulisse feststeht, so wirkt dieselbe nur als Hebel un verkleinert die Bewegung der Kurbel OM, ehe dieselbe bi zum Schieber gelangt im Verhältnisse $\frac{\overline{c_2 d}}{\overline{c_1 c_2}}$. Um also di Bewegung des Schiebers (oder des Punktes d) direct dur eine Kurbel ON dargestellt zu erhalten, hat man deren Läng $\overline{ON} = OM.\frac{\overline{c_2 d}}{c_2 c_1}$ zu machen.

Die relative Bewegung des Schiebers gegen die Fläch wird dann nach IV durch eine Kurbel OB dargestellt, welc Seite eines Parallelogrammes ist, dessen andere Seite O[illegible] und dessen Diagonale ON ist. Die Gerade $\overline{OB}$ ist som der Durchmesser des Schieberkreises für die betreffende Lag der Coulisse. Die erste der unter III besprochenen Bedin gungen für eine richtige Steuerung ist also erfüllt.

In der Figur 9 ist ferner ersichtlich, daß Winkel LO[illegible] $= \delta \pm \gamma$ und daß das Dreieck OLM gleichschenkelig i[illegible] Für die folgenden Anwendungen ist es gut, die Allgemeinhe der betrachteten Steuerung noch dahin zu beschränken, da in der mittleren Lage der Coulisse sich auch der Stein i der Mitte der Letzteren befinde, und daß die Bewegung de Steines gegen die Coulisse symmetrisch nach oben und unte erfolge. Dann ist die Curve, auf der die Punkte B liegen zu OA symmetrisch, ihre Construction folgende:

1) Vorbereitungsconstruction. Ist δ der Vor eilungswinkel, r die Excentricität, so mache man (Fig. 1[illegible] Taf. 13) den Winkel $YOC = \delta$, $\overline{OC} = r$, trage in [illegible] an OC den Winkel γ, bei offenen Stangen nach OA, zu bei gekreuzten Stangen nach OY zu, ab, errichte in C ein Normale zu CO, so giebt der Schnittpunkt L_0 beider Rich tungen die reducirte Kurbel $\overline{OL_0} = \overline{OL}$ und zwar gleic in ihrer Richtung für die mittlere Lage der Coulisse, d Winkel $L_0 O Y = \delta \pm \gamma$ ist. Beschreibt man dann u[illegible] L_0 einen Bogen mit $L_0 O$ als Radius, so schneidet dies auf OY die andere Kurbel OM_0, ebenfalls in ihrer Rich tung für die mittlere Lage der Coulisse, ab.

2) Hauptconstruction. Für eine beliebige Coulissen lage (Fig. 7, Taf. 13) trage man dann den Neigungswink β in derselben Richtung, wie vorher γ an OC an, mac die Kurbellänge $\overline{OL} = \overline{OL_0}$; zu dieser Kurbel findet ma die entsprechende Kurbel $\overline{OM} = \overline{OM_0}$, indem man vo L mit LO als Radius einen Bogen beschreibt, der de Kreis um O mit OM_0 als Radius, in dem Punkte M schneidet. Theilt man dann graphisch $\overline{OM}$ im Verhältniss

$\frac{\overline{ON}}{\overline{OM}} = \frac{\overline{c_2 d}}{c_2 c_1}$ und zeichnet das Parallelogramm OLNB so ist OB der Durchmesser des Schieberkreises für diese Coulissenlage.

Auf diese Weise kann man die Curve der Punkte B, die wohl als „Durchmessercurve" der Schieberkreise zu bezeichnen ist, punktweise ermitteln. Die Halbirungspunkte der Geraden OB geben die „Centralcurve" der Schieberkreise.

Wenn man sich die Durchmessercurve durch das Parallelogramm als Mechanismus erzeugt denkt, so daß sich der Punkt A längs OM bewegt, unter gleichzeitiger Drehung von OM und OL um O, so sieht man leicht aus der Richtung der Drehung, daß die Durchmessercurve nach O hin bei offenen Stangen concav, bei gekreuzten Stangen convex sein muß; denn, wenn keine Drehung stattfände, so wäre es eine Gerade. Für die Mittellage der Coulisse fällt der Punkt B nach B_0 in OA; bliebe nun der Winkel β constant $= \gamma$, so würde der Punkt N sich bei weiterer Hebung oder Senkung der Coulisse auf OM_0 bewegen. Die in diesem Falle als Durchmessercurve auftretende Gerade ist mithin Tangente in B_0 an die wirkliche Durchmessercurve und normal zu OA.

Denkt man sich für irgend eine Coulissenlage das ganze Parallelogramm um O um den Winkel $\beta - \gamma$ gedreht, so daß OM nach OY fällt, so gelangt der Punkt B nach B' in die Tangente der Durchmessercurve in B_0. Will man also rückwärts für einen Punkt B der Durchmessercurve die zugehörige Coulissenlage haben, so beschreibt man um O mit OB als Radius einen Bogen, der die Normale in B_0 auf OA in B' schneidet; dann ist Winkel $B'OB = \beta - \gamma$, mittelst dessen man die Richtungen von OL und OM, sowie durch Vollendung des Parallelogrammes den Punkt N finden kann. Ist ferner N_0 der Halbirungspunkt von OM, der Mittellage der Coulisse entsprechend, so ist ersichtlich, daß auch $\overline{N_0 N} = \overline{B_2 B'}$ sein muß, woraus sich ebenfalls der Punkt N, also auch die Lage des Steines in der Coulisse ergiebt.

Endlich geht aus dem Diagramme noch hervor, daß die Coulisse in ihrer gesenkten Lage bei offenen Stangen dem Vorwärtsgange, bei gekreuzten Stangen dem Rückwärtsgange einer Locomotive entspricht.

Die Form der Coulisse. Nachdem im Vorigen gezeigt worden, daß der ersten Bedingung Genüge geschehen ist, bleibt nun noch nach der zweiten Bedingung die Form der Coulisse so zu bestimmen, daß man dieselbe in ihrer Mittelstellung heben oder senken kann, ohne daß der Schieber aus seiner Mittelstellung weicht. Da der Ausdruck Mittelstellung sich hier insbesondere auf den jeweilig führenden Punkt der Coulisse bezieht, so fragt es sich zunächst, ob denn überhaupt alle Punkte der Coulisse sich gleichzeitig in der Mittelstellung befinden können, und wie diese Letztere hervorzubringen ist.

Läßt man im Diagramme (Fig. 10, Taf. 13) die Excentricität r immer kleiner werden, so sieht man leicht, daß die Punkte B immer mehr nach O, dem Punkte welcher dem Schwingungsmittelpunkte, d. h. der Mittelstellung des betreffenden Punktes der Coulisse entspricht, heranrücken. In dem Momente, wo r = 0 wird, ist O der Ort aller Punkte B geworden, d. h. sämmtliche Punkte der Coulisse befinden sich zugleich in ihrer Mittelstellung. Um also diese Mittelstellung hervorzubringen, braucht man sich nur die Mittelpunkte b_1 und b_2 der Excenter nach O hin verlegt zu denken.

Die Form der Coulisse ist dann so zu bestimmen, daß man in dieser Stellung die Coulisse heben und senken kann, ohne daß dadurch der Schieber bewegt werde. Wie dies in den einzelnen Fällen zu machen ist, wird unten gezeigt.

VI. Coulissensteuerung von Stephenson.

Bei der Coulissensteuerung von Stephenson (Fig. 11, Taf. 13) wird, wie bekannt, nur die Coulisse gehoben und gesenkt, nicht aber der Stein.

Hinsichtlich der Construction der Durchmessercurve ist genau wie oben in V zu verfahren; da indeß nach Zeuner diese Curve eine Parabel, jedenfalls aber flach gekrümmt ist und durch eine Parabel ersetzt werden kann, so hat man nur die drei Punkte $B_1 B_0 B_2$ (Fig. 13, Taf. 14) derselben aufzusuchen, für die höchste, mittlere und tiefste Lage der Coulisse, von denen der erstere B_1 und letztere B_2 überdies symmetrisch zu OA liegen. Nach diesen drei Punkten ist die Parabel zu zeichnen.

Die Lage der Coulisse für irgend einen Punkt B_1 der Durchmessercurve findet man, indem man in B_0 die Tangente normal zu OA zieht, $\overline{OB_1'} = OB_1$ macht, wo dann nach dem Vorigen $B_0 B_1'$ der Hebung oder Senkung der Coulisse aus ihrer Mittellage proportional ist, so daß, wenn d_0 der Mittelpunkt der Coulisse ist, sich $\frac{\overline{B_1' B_0}}{\overline{OM}} = \frac{\overline{d_1 d_0}}{c_1 c_2}$ verhält, welche Proportion leicht graphisch darzustellen ist, da $\overline{OM}$ und $\overline{c_1 c_2}$ constante Größen sind. Hiernach kann man die Coulissenlage für jeden Expansionsgrad ermitteln.

Bei der Construction einer neuen Steuerung sind meistens aus anderen Rücksichten bekannt: die Schieberkreise über OB_1 und OB_2 für die höchste und tiefste Lage der Coulisse, die Hebung und Senkung derselben aus ihrer Mittellage für diese Lagen $\overline{d_1 d_0}$ und $\overline{d_2 d_0}$, ihre Länge $c_1 c_2$, der Winkel 2γ, die Werthe des Winkels β für die höchste und tiefste Lage der Coulisse β_1 und β_2, dann ob offene oder gekreuzte Stangen zu verwenden sind. Um dann die Excentricität und den Voreilungswinkel δ zu finden verfährt man wie folgt:

Man trägt den Winkel $\beta_1 - \gamma$, bei offenen Stangen nach OA, bei gekreuzten nach OY hin, in O an OB_1 an,

macht in dieser Richtung $\overline{OB_1'} = \overline{OB_1}$, so ist die Normale aus B_1' auf OA nach dem Vorigen die Tangente der Durchmessercurve in B_0, mithin auch diese als Parabel gegeben. Derselbe Winkel $\beta_2 - \gamma$ in entgegengesetzter Drehungsrichtung in O an OY angetragen, giebt die Richtung der Kurbel OM_1, deren Länge nach der obigen Proportion und da $\overline{B_1'B_2'} = 2.\overline{B_1'B_0}$, $\overline{OM} = \overline{B_1'B_2'}.\frac{\overline{d_1 d_2}}{\overline{c_1 c_2}}$ ist. Macht man dann $\overline{ON_0} = \frac{1}{2}\overline{OM}$ und vollendet das Parallelogramm $B_0 O N_0 L_0$, trägt den Winkel γ in O an OL_0, bei offenen Stangen nach OY, bei gekreuzten nach OA_1 hin, an, und fällt von L_0 eine Normale L_0C auf diese Richtung, so ist $\overline{OC} = r$ die Excentricität, Winkel $COY = \delta$ der Voreilungswinkel. Ebenso gut kann man die Durchmessercurve annehmen, und sich den Winkel $\beta_1 - \gamma$, sowie γ aus den gegebenen Verhältnissen aufsuchen.

Was die Form der Coulisse anlangt, so ist leicht zu ersehen, daß dieselbe nach einem Kreisbogen gekrümmt sein muß, dessen Radius gleich der Länge einer Excenterstange ist. Denn, denkt man sich die Mittelpunkte der Excenter nach O verlegt, so kann man alsdann die Coulisse heben und senken, ohne daß sich der Schieber aus seiner Mittelstellung bewegt.

VII. Coulissensteuerung von Gooch.

Bei dieser Steuerung (Fig. 12, Taf. 13) wird nicht die Coulisse, sondern nur die Verbindungsstange de mit dem Steine d gehoben und gesenkt; der Winkel β ist mithin constant, und zwar $\beta = \gamma$. Macht man also die Vorbereitungsconstruction (Fig. 14, Taf. 14) wie oben beschrieben, so fällt die Kurbel OL stets auf OL_0, OM auf OY, mithin ist, da sich der Punkt N auf der Geraden OY bewegt, auch die Durchmessercurve $B_1 B_0 B_2$ eine Gerade, normal zu OA. Der Schieber hat in dieser Steuerung also für jede Lage der Coulisse constantes lineares Voreilen, eine Eigenschaft, die von Vielen sehr geschätzt wird.

Da für einen Punkt B_1 der Durchmessergeraden die Länge $\overline{B_0 B_1}$ nach dem Vorigen der Hebung oder Senkung des Steines aus seiner Mittellage proportional ist, so kann man leicht die Stellung desselben für jeden Expansionsgrad finden.

Liegt der Punkt L_1' auf der Verlängerung der Durchmessergeraden so, daß $\overline{OL_1'} = \overline{OL}$ ist, so entspräche L_1' der Stellung des Steines in c_1 dem höchsten Punkte der Coulisse. Da dann $\frac{\overline{B_1 B_0}}{\overline{B_0 L_1'}} = \frac{\overline{N_1 N_0}}{\overline{N_0 M}} = \frac{\overline{d_0 d_1}}{\overline{d_0 c_1}}$ und der Winkel $YOL_1' = \delta \pm \gamma$, je nachdem offene oder gekreuzte Stangen angewandt sind, so kann man aus dem gegebenen Diagramme Excentricität und Voreilung einer neu zu construirenden Steuerung leicht finden, indem man $\overline{B_0 L_1'} = \overline{B_1 B_0}.\frac{\overline{c_1 c_2}}{\overline{d_1 d_2}}$ macht, den Winkel γ in O an OL_1', bei o[ffe]nen Stangen nach OY zu, bei gekreuzten nach OA z[u] anträgt, von L_1' eine Normale $L_1'C_1$ zu dieser Richtun[g] zieht und dadurch die Excentricität $\overline{OC'} = r$, den Voreilungs[-]winkel $COY = \delta$ erhält.

Was die Form der Coulisse anlangt, so beschreibt der Stei[n], wenn man den Schieber festgehalten denkt und die Stang[e] hebt und senkt, einen Kreisbogen um den Punkt e; die Cou[-]lisse muß also nach einem Kreisbogen gekrümmt sein, desse[n] Radius gleich der Länge der Verbindungsstange $\overline{de}$ ist.

VIII. Coulissensteuerung von Allan.

Bei der Allan'schen Steuerung (Fig. 15, Taf. 14) wird die Coulisse gehoben und gleichzeitig der Stein in de[r] Weise gesenkt, daß die Form der Coulisse eine Gerade sei[n] muß, welcher Umstand bei der Anwendung der zweiten Bedin[-]gung auf diese Steuerung näher besprochen werden wird.

Hinsichtlich der Construktion des Diagrammes ist gena[u] so zu verfahren, wie oben bei der Stephenson'schen Steue[-]rung beschrieben wurde, wie überhaupt Alles, was dort gesag[t] wurde, wörtlich auch hier gilt. Die Construction des Dia[-]grammes ist aber nicht möglich, so lange man nicht für jed[e] Stellung des Steines in der Coulisse den entsprechende[n] Winkel $\beta - \gamma$ finden kann, d. h. so lange man nicht weiß, wie tief die Coulisse gesenkt und der Stein gehoben worden is[t].

Da die Form der Coulisse als Gerade angenomme[n] wurde, so wird die zweite Bedingung aus III dazu diene[n], über die Lagenveränderungen der Coulisse und des Steine[s] Licht zu verbreiten. Denkt man sich die Coulisse dadurch i[n] ihre Mittelstellung gebracht, daß man die Excentermittelpunk[te] nach O verlegt und dann den erhaltenen Mechanismus dah[in] abgeändert, daß die Coulisse festliegt und sich, statt der Se[n-]kung derselben, die Mittellinie Oe der Steuerung mit Schi[e-]ber u. s. w. um O dreht, so kommt es nur darauf an, da[ß] die Entfernung $\overline{Oe}$ (Fig. 16, Taf. 14) constant bleibt, dam[it] der Schieber nicht aus seiner Mittelstellung kommt. Ist al[so] d irgend eine Lage des Steines in der Coulisse, so fin[det] man die Lage des Punktes e für die Steinstellung d a[ls] Schnittpunkt zweier Kreisbögen um d und O mit den Radi[en] $\overline{de} = \overline{d_0 e_0}$ und $\overline{Oe} = \overline{Oe_0}$. Dann ist Winkel $d_0 O e = \beta - \gamma$, also kann man nun das Diagramm zeichnen.

Ist f der Schnittpunkt der Richtungen de und O[…] so würde sich der Punkt d genau längs der Coulisse beweg[en], wenn die Stange de gezwungen würde, stets durch denselb[en] Punkt f zu gehen, wo dann $\overline{Oe}$ als Gegenlenker fungir[t], denn in diesem Falle hätte man für den Punkt d eine Co[n-]choiden Geradführung. Bewegt man also den Stein d [in] der Coulisse, so wird auch umgekehrt der Schnittpunkt f a[…]

Oe festliegen, wenigstens innerhalb der vorkommenden praktischen Grenzen. Bei Betrachtung dieses Hebelmechanismus findet sich dann, wenn g der Schnittpunkt der Richtung Oe mit der Coulisse ist, daß die Entfernungen $\overline{d_0 g}$ und $\overline{g d}$, also auch die Abstände der Punkte d_0 und d von der Mittellinie Oe einander proportional sind; diese Abstände sind aber die Höhen, um welche die Coulisse gesenkt, der Stein gehoben werden müßte, um diese Lage der Steuerung bei fester Mittellinie Oe hervorzubringen. Es ergiebt sich also, daß, wenn die Coulisse gleichförmig gehoben oder gesenkt wird, der Stein auch gleichförmig gesenkt und gehoben werden muß, daß also die gebräuchliche Aufhängungsmethode der Coulisse und Verbindungsstange richtig ist.

Für jeden Expansionsgrad ergiebt sich die Stellung des Steines in der Coulisse aus dem Diagramme, indem die Länge $\overline{B_0 B'}$ in Fig. 10, Taf. 13, der Entfernung des Steines von der Mitte d_0 der Coulisse nach dem Früheren proportional ist. Um dann die wirkliche Stellung von Coulisse und Stein zu finden, zieht man die Gerade df, wo der Punkt f für die Endlage von d in der angegebenen Weise gefunden wurde, erhält dadurch auf df den Punkt e und Oe als Mittellinie der ganzen Steuerung. (Fig. 16.)

Ist ferner h der Punkt der Verbindungsstange, in welchem dieselbe aufgehängt ist, und verbindet man h mit d_0, so muß die Achse der Steuerwelle jedenfalls normal auf Oe über dem Schnittpunkt m von Oe und $d_0 h$ liegen. Die Hebelarme an der Steuerwelle, an welcher Coulisse und Stange aufgehängt sind, verhalten sich wie die Abstände der Punkte d_0 und h von Oe, oder wie $\overline{d_0 m} : \overline{m h}$; ihre Längen wählt man meistens etwas kleiner, als $d_0 m$ und mh.

Für vorstehende Construktionen wählt man am besten die eine Endlage des Punktes d in der Coulisse, da für alle Lagen zwischen drei genau richtigen Punkten weniger leicht Abweichungen vorkommen, wie für Lagen über diese Punkte hinaus.

IX. Neue Coulissensteuerung mit gerader Coulisse und constantem Voreilen.

Zum Schluß theile ich hier noch eine neue, von mir erfundene Steuerung mit, die sich für Locomotiven mit außen über den Cylindern liegenden Schieberkästen, sowie in umgekehrter Anordnung für eine gewisse Gattung englischer Güterzugmaschinen mit inneren Cylindern eignet.

Maschinen mit äußerer, schrägliegender Steuerung zeigen mitunter einen äußerst unregelmäßigen Dampfschlag, was ganz einfach daher rührt, daß die mittlere Stellung des Schiebers, bei verschiedener Durchbiegung der Triebachsfedern, eine verschiedene ist. Erfahrungsmäßig ist aber ein unregelmäßiger Dampfschlag, besonders bei geringeren Füllungsgraden öconomisch nachtheilig. Es kam mir also darauf an, eine Steuerung zu construiren, bei der der Mittelpunkt der Coulisse in der Höhe der Triebachse läge, und die nebenbei eine gerade Coulisse hätte, um die Allan'sche Steuerung zu ersetzen. Diese Bedingungen führten mich auf folgende Lösung:

Die gerade Coulisse $c_1 c_2$ (Fig. 17, Taf. 14) wird weder gehoben, noch gesenkt, sondern nur der Stein d. Denkt man sich also die Coulisse in ihre mittlere Stellung gebracht, indem man die Excentermittelpunkte nach O verlegt, so steht dieselbe vertical; wenn man nun den Stein hebt und senkt, so muß der Mechanismus so beschaffen sein, daß der Stein, bei in der Mittelstellung festgehaltenem Schieber, genau der Coulisse folgt; denn dann kann der Schieber nicht aus seiner Mittelstellung heraus, man mag den Stein heben oder senken. Der Mechanismus braucht also nur eine Gelenkgeradführung zu sein, von denen ich die Lemniscoidenführung benutze.

An der Steuerwelle f befindet sich ein Hebel fg, der im Gelenk g einen Balancierarm gh trägt, welcher in dem Gelenk d den Stein hält, und dessen oberes Ende h mit der Schieberstange durch die Verbindungsstange he verbunden ist. Die Bewegung des Steines d, welche genau wie bei der Gooch'schen Steuerung erfolgt, da die Coulisse weder gehoben noch gesenkt wird, vergrößert dann der Arm gh noch im Verhältnisse $\frac{\overline{gh}}{gd}$. Um das Diagramm zu erhalten, hat man also nur die Durchmesser OB (Fig. 14, Taf. 14) der Gooch'schen Steuerung mit $\frac{\overline{gh}}{\overline{gd}}$ zu multipliciren, so daß die erhaltene Durchmessercurve eine Gerade im Abstand $\overline{OB_0} \cdot \frac{\overline{gh}}{\overline{gd}}$ von OY wird.

Will man eine neue Steuerung aus den gegebenen Schieberkreisen construiren, so multiplicirt man die Durchmesser OB derselben mit dem Verhältniß $\frac{\overline{gd}}{gh}$ und verfährt dann wie bei der Gooch'schen Steuerung.

Damit auch die zweite Bedingung erfüllt sei, ist nöthig, daß sich der Punkt d für die Mittelstellung des Schiebers auf einer verticalen Geraden bewege; dies geschieht, wenn die Längen $\overline{fg}$, $\overline{he}$, $\overline{hd}$, $\overline{dg}$ in einem bestimmten Verhältnisse stehen, welches näherungsweise $\frac{\overline{fg}}{he} = \frac{\overline{hd}}{dg}$ ist, und wenn bei Hebung und Senkung des Steines d die Stangen fg und he gleichzeitig in die horizontale Lage gelangen. Daß die horizontale Lage dieser Stangen der Mittelstellung des Steines in der Coulisse entspreche, ist nicht erforderlich, vielmehr würde ich rathen, die Anordnung so zu treffen, daß die Stangen bei 3/8 Füllung vorwärts horizontal zu liegen kommen.

Zu näheren Mittheilungen über diese Steuerung bin ich jederzeit bereit.

Theorie, Berechnung und Construction der schiefgewölbten Brück

Fortsetzung der Abhandlungen im Band XIV, XVI, XVIII und XIX.

Von

Dr. **F. Heinzerling,**

Kgl. Baurath und Professor a. d. Kgl. polytechnischen Schule zu Aachen.

Mit zwei durchgeführten Beispielen und Tafel 15, 16 und 17.

Einleitung.

Bildet die Achse des schiefen Gewölbes den Winkel β, s. Taf. 15, Fig. 1, mit seiner Stirnfläche, so schließt dieselbe mit einer zur Stirnfläche Normalen den Complementwinkel $\alpha = 90^0 - \beta$ ein, welchen man den *Schrägungswinkel* des schiefen Gewölbes nennt. Ist dieser Schrägungswinkel sehr klein, so läßt sich das schiefe Gewölbe wie ein gerades ausführen, dessen Stirnstücke man nach dem Neigungswinkel β der Stirnfläche mit der Gewölbachse abschrägt, s. Fig. 2, ein Verfahren, welches man am einfachsten erst nach der Schließung und Ausrüstung des Gewölbes vornimmt. Ist der Schrägungswinkel größer, so wird der Winkel β für den Steinschnitt zu spitz und das Gewölbe muß anders angeordnet werden. Zerlegt man nämlich das ganze Gewölbe in eine hinreichende Anzahl dünner, zu seiner Stirnfläche paralleler Gewölbstreifen, so läßt sich jeder dieser Streifen wie ein gerades Gewölbe behandeln, dessen Lagerflächen senkrecht zu seiner Stirnfläche und Laibungsfläche stehen. Trägt man, wie in Figur 3 und 4 geschehen, diese Gewölbstreifen im Grund- und Aufriß auf, so erhält man an einer beliebigen Stelle M, M_1 des Gewölbes für einen durch mehrere solcher Streifen reichenden Gewölbstein die gebrochene Lagerfuge 1 2 3 4 5, deren einzelne Polygonstücke auf den zugehörigen Bogen senkrecht stehen, s. Fig. 3. Dieser gebrochenen Lagerfuge entspricht eine aus ebenso vielen Theilen bestehende Lagerfläche, deren einzelne Theilflächen die gleiche, jenen Polygonstücken entsprechende Neigung haben. Wird jeder Absatz, z. B. 2 2, 3 des in einzelne Streifen zerlegten Gewölbes bis zur geraden Linie 2 3 ausgefüllt, so ändert sich hierdurch die Verticalprojection der Lagerfugen nicht, da z. B. der Schenkel 2 hierbei als Punkt projicirt, mithin der Schenkel 2, Fig. 4 den Schenkel 2 3 in Fig. 3 deckt.

Wählt man nun diese Absätze unendlich klein, s jene gebrochene Lagerfuge in eine *stetige* und die ihr hörige gebrochene Lagerfläche in eine *windschiefe* über jede dieser stetig gekrümmten Lagerfugen die auf einand genden, unendlich dünnen Gewölbelemente unter rechter behufs einfacherer Ausführung unter gleichen, nur ann rechten Winkeln schneidet, so bilden diese Fugen Curven, sich wie Schraubenlinien um die Gewölbfläche winder hierbei dessen Cylinderelemente beziehungsweise unter v*derlichen* oder *constanten* Winkeln schneiden. Hi sind die *schiefen Gewölbe mit veränderlichem Fu winkel* und die *schiefen Gewölbe mit consta Fugenwinkel* zu unterscheiden.

I. Die schiefen Brückengewölbe mit veränderl Fugenwinkel.

1) Theorie der schiefen Brückengewölbe mit veränder Fugenwinkel.

In der Praxis bilden die Stirnbogen der meisten s Gewölbe *Halbkreise*, mithin die zu ihren Achsen no Schnitte *halbe Ellipsen* oder *Theile von halbe lipsen*. Unter dieser Voraussetzung ist zu bestimmen

a) *die Vertical- und Horizontalprojection schiefen Brückengewölbe mit veränderlich Fugenwinkel.*

Die Verticalprojection dieser Gewölbe erhält ma einfachsten durch Construction, indem die Lagerfuge

der Laibung des Gewölbes dargestellten Stoßfugen nicht nur im Raum, sondern auch im Aufriß senkrecht schneidet. Da nämlich jede Stoßfuge zur Stirnebene, mithin zur verticalen Projectionsebene parallel ist, so steht jede, zu ihr normale Linie, wie die Lagerfuge auch in der Verticalprojection zu ihr senkrecht. Verbindet man daher, wie in Fig. 3, Taf. 15, geschehen, die Punkte 1, 2, 3, 4, 5 der halbkreisförmigen Stoßfugen mit den ihnen zugehörigen Mittelpunkten, so erhält man die Verticalprojection 1 2 3 4 5 der Lagerfuge.

Die auf diese Weise construirte Lagerfuge ist gebrochen und nähert sich der wahren, stetig verlaufenden um so mehr, je dünner die Gewölbstreifen sind, in welche man sich das Gewölbe zerlegt denkt. Da aber die letzteren immer noch eine meßbare Breite haben müssen, so ist die construirte Lagerfuge immer nur annähernd richtig und für den Fall, daß die Genauigkeit der letzteren nicht ausreicht, der analytische Weg einzuschlagen.

Bezeichnet man mit x und y, s. Fig. 5, Taf. 15, die Coordinaten des kreisförmigen Stirnbogens, mit r dessen Radius, mit w den Winkel, welchen eine Lagerfuge desselben mit dem Horizonte einschließt, so ist

$$x = r(1 - \cos w) \text{ und } y = r.\sin w, \quad . \quad . \quad (1)$$

woraus durch Differentiation

$$dx = r \sin w\, dw \text{ und } dy = r.\cos w\, dw \quad . \quad (2)$$

erhalten wird. Werden beide Werthe dividirt, so ergiebt sich die Differentialgleichung des Stirnbogens

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\cos w}{\sin w} = \operatorname{cotg} w = \operatorname{tg}(90 - w). \quad . \quad (3)$$

Da nun die Verticalprojection der Lagerfuge senkrecht auf dem Stirnbogen steht, so erhält man aus der Relation (3) die Differentialgleichung der orthogonalen Trajectorie

$$\frac{dy}{dx} = - \frac{1}{\operatorname{tg}(90 - w)} = - \operatorname{tg} w \quad . \quad . \quad (4)$$

und hieraus, wenn der Werth von dy aus Gleichung (2) und $\operatorname{tg} w = \frac{\sin w}{\cos w}$ gesetzt wird,

$$dx = - \frac{dy}{\operatorname{tg} w} = - \frac{r \cos^2 w\, dw}{\sin w}. \quad . \quad . \quad (5)$$

Durch Integration ergiebt sich

$$x = - r \int \frac{\cos^2 w\, dw}{\sin w} = - r \int \frac{(1 - \sin^2 w)\, dw}{\sin w} = - r \int \frac{dw}{\sin w} + r \int \sin^2 w\, dw. \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

mithin, wenn dieselbe ausgeführt wird,

$$x = - r \log \operatorname{tg} \frac{w}{2} - r \cos w + \text{Const.} \quad . \quad (7)$$

Da $\operatorname{tg} \frac{w}{2} = \frac{1}{\operatorname{cotg} \frac{w}{2}}$, mithin $\log \operatorname{tg} \frac{w}{2} = - \log \operatorname{cotg} \frac{w}{2}$ gesetzt werden kann, so erhält man durch dessen Einführung in Gleichung (7)

$$x = r \log \operatorname{cotg} \frac{w}{2} - r \cos w + \text{Const.} \quad . \quad . \quad (8)$$

Setzt man, um die Constante zu bestimmen, $w = \frac{\pi}{2} = 90^0$ und $x = r$, so folgt aus Gleichung (8)

$$r = \text{Const.}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

mithin aus Gleichung (8) die Abscisse der zu dem Winkel w gehörigen Verticalprojection der orthogonalen Trajectorie:

$$x = r.\log \operatorname{cotg} \frac{w}{2} + r(1 - \cos w). \quad . \quad . \quad (10)$$

Hierin stellt nach Gleichung (1) das letzte Glied die Abscisse x_s des Stirnbogens dar, mithin sind die Abscissen der projicirten Lagerfugen, wenn dieselben vom Stirnbogen ab aufgetragen werden,

$$t = r.\log \operatorname{cotg} \frac{w}{2}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Die Discussion dieser Gleichung ergiebt für die Gestalt der projicirten orthogonalen Trajectorie folgende Anhaltspunkte:

Für $w = 0$ wird $\frac{w}{2} = 0$ und $x = \infty$,

" $w = \frac{\pi}{2} = 90^0$ wird $\frac{w}{2} = \frac{\pi}{4} = 45^0$ und $x = 0$,

" $w > \frac{\pi}{2}$ wird $\frac{w}{2} > \frac{\pi}{4}$, daher x negativ,

" $w = \pi = 180^0$ wird $\frac{w}{2} = \frac{\pi}{2} = 90^0$, daher $x = - \infty$.

Diese in Fig. 6, Taf. 15, dargestellte Curve besitzt daher zwei, zu einer durch den Mittelpunkt des halbkreisförmigen Stirnbogens gelegten Lothrechten symmetrische Zweige, hat in dessen Scheitel einen Rückkehrpunkt und schneidet auf beiden Seiten jener Lothrechten die Abscissenachse in der Unendlichkeit.

Für Brigg'sche Logarithmen, wovon der Neper'sche Logarithmus der Basis log 10 = 2,302585 beträgt, erhält man aus Gleichung (11)

$$t = r \operatorname{Log} \operatorname{cotg} \frac{w}{2}.\log 10, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

aus Gleichung (10)

$$x = t + x_s = r \operatorname{Log} \operatorname{cotg} \frac{w}{2} \log 10 + r(1 - \cos w). \, (12)$$

und hieraus, wenn man zu den Logarithmen übergeht,

$$\operatorname{Log} t = \operatorname{Log}.\operatorname{Log} \operatorname{cotg} \frac{w}{2} + \operatorname{Log}.r \log 10, \quad . \quad (14)$$

worin das letzte Glied eine Constante darstellt.

Die Lagerfugen, sowie deren Verticalprojectionen haben

nach dem Vorstehenden zwischen *denselben* wagrechten Cylinderelementen den *gleichen* Verlauf. Hat man daher die durch den Scheitel des Stirnbogens gehende Lagerfuge construirt, oder mittels der Coordinaten aufgetragen, so findet man daraus alle übrigen Lagerfugen, wenn man durch deren höchsten und tiefsten Punkt Horizontale zieht und dieselben so weit verlängert, bis sie jene erstere Lagerfuge schneiden. Der durch die so erhaltenen Schnittpunkte begrenzte Theil derselben bildet die gesuchte Lagerfuge und ist nur wagrecht, soweit als nöthig, zu verschieben. Diese Verschiebung wird, insbesondere bei dem Auftragen vieler Lagerfugen, wesentlich durch die Anfertigung einer nach der Form jener durch den Scheitel des Stirnbogens gehenden Lagerfuge ausgeschnittenen Schablone erleichtert, welche man auf der Basis des Gewölbes wagrecht so lange zu verschieben hat, bis der in dem Stirnbogen gelegene Anfangspunkt jeder Lagerfuge berührt wird. Da für die linke Hälfte des Gewölbes der rechte und für die rechte Hälfte des Gewölbes der linke Zweig der projicirten Lagerfuge in Anwendung kommt, beide Zweige aber vollkommen symmetrisch sind, so genügt es, die Schablone nur für den *einen* derselben anzufertigen und für den anderen wagrecht umzukehren.

Die zu einer Lagerfuge der inneren Wölbfläche gehörige Lagerfuge der äußeren Wölbfläche bildet die Durchschnittslinie der windschiefen Lagerfläche mit der äußeren Fläche des Gewölbes. Man erhält daher einen beliebigen Punkt derselben durch Verlängerung des zugehörigen Radius bis zur äußeren Wölbfläche. Da alle diese Radien der Stirnfläche parallel sind, so sind alle diese Verlängerungen genau der Gewölbdicke gleich. **Zusammengehörige, in der innern und äußern Wölbfläche liegende Punkte einer Lagerfuge haben mithin gleiche, zur Gewölbachse parallele Abstände von einer und derselben Stirnebene und die ihnen zugehörigen Bogen der Stoßfugen verhalten sich wie die ihnen zugehörigen Radien.** Selbstverständlich schneidet die so erzeugte Lagerfuge der äußeren Gewölbfläche die zur Gewölbfuge parallelen Stoßfugen nicht mehr unter rechten Winkeln.

Sind sämmtliche Lagerfugen der Verticalprojection in der einen oder andern Weise aufgetragen, mithin deren Schnittpunkte mit den halbkreisförmigen Stoßfugen bekannt, so erhält man deren Horizontalprojection, wenn jene Schnittpunkte auf die entsprechenden parallelen und geraden Horizontalprojectionen der Stoßfugen übertragen und hierauf die so erhaltenen, zueinandergehörigen Schnittpunkte des Grundrisses miteinander verbunden werden. Ist dieses geschehen, so laufen die Lagerfugen von Stirn zu Stirn und theilen im Grund- und Aufriß die innere Gewölbefläche in durchlaufende Streifen ab, während die Stoßfugen innerhalb dieser letzteren abwechseln und sie in Theile zerlegen, welche die Laibungsflächen der einzelnen Wölbsteine darstellen.

Construction der Gewölbsteine der schiefen Br[...] gewölbe mit variablem Fugenwinkel.

Da letztere Flächen von den bekannten Lager- und [...] fugen der einzelnen Wölbsteine begrenzt werden, so [...] der Grund- und Aufriß alle zur Darstellung dieser [...] erforderlichen Abmessungen. Zieht man im letzteren [...] die Endpunkte der beiden Stoßfugen radiale Linien [...] äußeren Gewölbfläche, s. Fig. 16, Taf. 15, so stellt [...] gewonnene Verticalprojection außerdem die beiden Stoß[...] a b c d und e f g h jedes Steins in ihrer wahren Gest[...] gegenseitigen Lage dar. Die sich an dieselben anschlie[...] Lagerflächen a e c g und b f d h denkt man sich dann [...] Gerade erzeugt, welche stets parallel zur Stirnfläche un[...] recht zur inneren Wölbfläche sich längs der Lagerfug[...] und c g fortbewegen. Man erhält dieselben, wenn m[...] Laibungsfläche c d g h, Fig. 16 und 17, Taf. 15, jedes [...] steins zwischen den Stoßfugen durch eine hinreichen[...] zahl zur Stirnfläche paralleler Ebnen schneidet, dur[...] Schnittpunkte dieser Ebenen mit den inneren Lagerfug[...] zugehörigen Radien zieht und dieselben so weit verl[...] bis sie die entsprechenden Durchschnittslinien der ä[...] Wölbfläche schneiden. Durch Verbindung der so geb[...] äußeren Schnittpunkte erhält man die Lagerfugen a[...] b f in der äußeren Gewölbfläche und hiermit die vollſ[...] Begrenzung eines Wölbsteins.

Die Horizontal- und Verticalprojection der inneren [...] fläche zeigt, daß die Breiten der zwischen je zwei Lag[...] befindlichen Gewölbstreifen sich fortwährend ändern un[...] wenn dieselben in der vorderen Stirn einander glei[...] und ohne Unterbrechung bis zur hinteren Stirnfläche [...] laufen, an dieser die Gewölbsteine auf der einen Seite s[...] und auf der anderen Seite so dick werden müßten, daß [...] Herstellung practisch unausführbar wäre. Da hiern[...] Anordnung gleich starker Wölbsteine in den Stirnen u[...] unterbrochen von Stirn zu Stirn durchlaufender Lag[...] unvereinbar ist, so behält man meist die Eintheilung der G[...] in eine Anzahl gleich starker Wölbsteine bei und s[...] zugehörigen Lagerfugen da ab, wo sie sich einander [...] nähern, daß die dazwischen befindlichen Wölbsteine [...] geringe, practisch unausführbare Stärke erhalten müß[...]

An diesen Stellen sind also einzelne Wölbsteine er[...] lich, die durch *mehrere* Wölbschichten reichen, und gegen [...] sich die von den entgegengesetzten Stirnen ausgehenden [...] fugen absetzen.

Obwohl sich auf diese Weise der Steinschnitt des [...] Gewölbes vollkommen bestimmen und jeder Wölbstein d[...] heraustragen und bearbeiten läßt, so erleichtert doch [...] wickelung der Wölbflächen nicht nur die Anordnung d[...] erwähnten Steinschnitts, sondern sie führt uns auch a[...]

Vereinfachung desselben bei Gewölben, welche keinen vollen Halbkreis zum Stirnbogen, also auch keine so große Verschiedenheit in den veränderlichen Winkeln haben, unter welchen deren Lagerfugen die zur Gewölbachse parallelen Cylinderelemente schneiden.

c) Die Abwickelung der schiefen Brückengewölbe mit variablen Fugenwinkeln.

α) Die Abwickelung der Gewölbflächen.

Die Abwickelung der inneren Wölbfläche bietet keine Schwierigkeit, wenn man mit Hilfe der gleichweitentfernten Theilpunkte des Stirnbogens den zur Gewölbachse senkrechten elliptischen Schnitt construirt und mittels der einzelnen, so erhaltenen ungleichen Bogenlängen die zur Gewölbachse parallelen Cylinderelemente aneinander reiht. Die Summe dieser Bogenlängen ergiebt den Umfang der halben Ellipse, welche durch die Annäherungsformel,

$$\frac{U}{2} = 1{,}6467 . a + 1{,}4949 \, b \quad . \; . \; . \; . \quad (15)$$

worin

$$a = r \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (16)$$

die halbe große Achse und

$$b = r . \cos\alpha \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (17)$$

die halbe kleine Achse der Ellipse bezeichnet, controlirt werden kann. Werden die Enden der so erhaltenen, abgewickelten Cylinderelemente durch die zur Gewölbachse senkrechten, durch die Horizontalprojection jener im Stirnbogen enthaltenen Theilungspunkte der Gewölbsteine geführten Linie geschnitten, so ergeben sich die abgewickelten Stirnbogen und mit ihnen sämmtliche, zu ihnen parallele, abgewickelte Stoßfugen. Ist diese Construction richtig ausgeführt, so sind die auf den Stirnbogen durch die Cylinderelemente abgeschnittenen Bogenstücke untereinander und jenen Bogenstücken gleich, in welche der Stirnbogen getheilt ist. Auch das Uebertragen der Lagerfugen in die Abwickelung auf constructivem Wege hat keine Schwierigkeit, sobald man die Länge des zugehörigen Kreis- oder elliptischen Bogens kennt und diese von der Kämpferlinie ab, beziehungsweise auf einem der beiden Stirnbogen oder auf einer abgewickelten Stoßfuge abträgt oder normal zu jener Kämpferlinie aufträgt. Obwohl dies Verfahren bei einer zur Bestimmung jeder abgewickelten Lagerfuge hinreichenden Zahl von Punkten ohne Weiteres und mit aller wünschenswerthen Genauigkeit ausgeführt werden kann, so ist es doch gerade in diesem Falle sehr zeitraubend und wird besser durch das Auftragen der algebraisch ermittelten, abgewickelten Lagerfuge ersetzt.

β) Analytische Bestimmung der abgewickelten Lagerfuge.

Bezeichnet man mit φ den Winkel, welchen die Tangente an einen beliebigen Punkt x, y des abgewickelten Stirnbogens, s. Fig. 7, Taf. 15, mit einer zur Kämpferlinie AX Normalen einschließt, so folgt mit Bezug auf die Bezeichnungen jener Figur

$$\frac{dx}{dy} = \operatorname{tg}\varphi . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (18)$$

Behalten α, w und r ihre frühere Bedeutung, so ergiebt sich aus der Figur

$$x = r\sin\alpha - r\cos w \sin\alpha = r\sin\alpha(1 - \cos w) \quad (19)$$

und der zu dem Winkel w gehörige Bogen für den Radius r

$$s = r.w. \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (20)$$

Durch Differentiation erhält man aus Gleichung (19), worin das erste Glied constant ist,

$$dx = r\sin\alpha \sin w \, dw \quad . \; . \; . \; . \quad (21)$$

und aus Gleichung (20)

$$ds = r\,dw, \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (22)$$

mithin, wenn man

$$dy = \sqrt{ds^2 - dx^2}$$

setzt und die Werthe von dx und ds aus Gleichung (21) und (22) einführt,

$$dy = r\,dw\sqrt{1 - \sin^2\alpha . \sin^2 w}. \quad . \; . \quad (23)$$

Führt man den Werth von dx aus Gleichung (21) und von dy aus Gleichung (23) in Gleichung (18) ein, so ergiebt sich die Differentialgleichung des abgewickelten Stirnbogens

$$\frac{dx}{dy} = \operatorname{tg}\varphi = \frac{\sin\alpha . \sin w}{\sqrt{1 - \sin^2\alpha . \sin^2 w}} . \; . \; . \quad (24)$$

Auf dem abgewickelten Stirnbogen steht die abgewickelte Lagerfuge senkrecht: eine Bedingung, welche sich aus Gleichung (18) ergiebt, wenn man setzt

$$\frac{dx}{dy} = -\frac{1}{\operatorname{tg}\varphi} . \; . \; . \; . \; . \quad (25)$$

Wird der Werth von dy aus Gleichung (23) und von $\operatorname{tg}\varphi$ aus Gleichung (24) eingeführt, so ergiebt sich die Differentialgleichung der abgewickelten Lagerfuge

$$dx = -\frac{dy}{\operatorname{tg}\varphi} = -\frac{r(1 - \sin^2\alpha . \sin^2 w)\,dw}{\sin\alpha . \sin w}, \quad (26)$$

oder, wenn man deren Glieder trennt,

$$dx = -\frac{r}{\sin\alpha} . \frac{dw}{\sin w} + r\sin\alpha . \sin w . dw. \quad (27)$$

Hieraus ergiebt sich durch Integration

$$x = -\frac{r}{\sin\alpha} . \log . \operatorname{tg}\frac{w}{2} - r\sin\alpha . \cos w + \text{Const.} \quad (28)$$

Setzt man, um die Constante zu bestimmen, $w = 90^0$, in welchem Falle $x = r.\sin\alpha$ wird, so ergiebt sich aus Gleichung (28)

$$r\sin\alpha = -\frac{r}{\sin\alpha}.\log 1 - r.\sin\alpha.0 + \text{Const.},$$

mithin

$$\text{Const.} = r\sin\alpha$$

und wenn dieser Werth in Gleichung (28) eingeführt wird, die dem beliebigen Lagerfugenwinkel w entsprechende Abscisse der abgewickelten Lagerfuge

$$x = r\sin\alpha(1 - \cos w) - \frac{r}{\sin\alpha}.\log.\operatorname{tg}\frac{w}{2}. \quad . \quad (29)$$

Hierin bezeichnet nach Gleichung (19) das erste Glied die auf die Kämpferlinie AX als Coordinatenachse bezogene Abscisse x_s des Stirnbogens, man erhält mithin für den beliebigen, durch Gleichung (20) bestimmten Bogen s den Abstand eines Punktes der abgewickelten Lagerfuge von jenem Stirnbogen aus

$$t = -\frac{r}{\sin\alpha}\log.\operatorname{tg}\frac{w}{2}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (30)$$

Wird hierin

$$-\log.\operatorname{tg}\frac{w}{2} = \log 1 - \log.\operatorname{tg}\frac{w}{2} = \log.\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{w}{2}} = \log.\operatorname{cotg}\frac{w}{2}$$

gesetzt, so ist, wenn dieser Werth in Gleichung (31) eingeführt wird,

$$t_s = \frac{r}{\sin\alpha}\log.\operatorname{cotg}\frac{w}{2}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

mithin für Brigg'sche Logarithmen, worin der Neper'sche Logarithmus der Basis $\log 10 = 2{,}302585$ beträgt, die Abscisse:

$$t = \frac{r\log 10}{\sin\alpha}.\operatorname{Log}\operatorname{cotg}\frac{w}{2} \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

und deren Brigg'scher Logarithmus

$$\operatorname{Log} t = \operatorname{Log}.\frac{r\log 10}{\sin\alpha} + \operatorname{Log}.\operatorname{Log}\operatorname{cotg}\frac{w}{2}. \quad . \quad (33)$$

Discutirt man, um ein Bild von der abgewickelten Lagerfuge zu erhalten, die zusammengehörigen Gleichungen (3[illegible] und (31), so erhält man für

$w = 0$ die zusammengehörigen Werthe $s = 0$ und $x = \infty$ . . . . (34)

$w = 90$ „ „ „ $s = \frac{\pi}{2}$ „ $x = 0$, ... (35)

$w = 180$ „ „ „ $s = \pi$ „ $x = -\infty$. . . . . (36)

In der Abwickelung wächst mithin die Abscisse der Lagerfuge vom Scheitel des Stirnbogens ab, wo sie Null ist, auf der positiven und negativen Seite bis ins Unendliche, ist auf beiden Seiten zum Stirnbogen symmetrisch und hat die beiden Kämpferlinien zu Asymptoten, wie die in Fig. 8, Taf. 15, enthaltene Darstellung zeigt.

Die Abscisse x der abgewickelten Lagerfuge der äußeren Gewölbfläche setzt sich zusammen aus derjenigen x_s ihres abgewickelten Stirnbogens und dem parallel zur Gewölbachse gemessenen, bekannten Abstande t der Lagerfuge der inneren Gewölbfläche von ihrem abgewickelten Stirnbogen. Für den Radius r_1 der äußeren Gewölbfläche ergiebt sich aus Gleichung (19) analog die Abscisse ihres abgewickelten Stirnbogens

$$x_s' = r_1\sin\alpha(1 - \cos w), \quad . \quad . \quad . \quad (37)$$

mithin, da bei dem nämlichen Gewölbe α und bei den nämlichen Lagerflächenwinkeln w desselben der Factor von r_1 derselbe bleibt wie bei der durch Gleichung (19) gegebnen Abscisse x_s des abgewickelten inneren Stirnbogens, durch Division von Gleichung (19) in Gleichung (37)

$$x_s' = x_s.\frac{r_1}{r}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

Man erhält mithin die Abscisse der abgewickelten, äußeren Lagerfuge

$$x = t + x_s', \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (39)$$

welche successive von den entsprechenden Theilungspunkten de[s] abgewickelten Stirnbogens aus parallel zur Gewölbachse au[f]zutragen sind. Ist dies geschehen, so lassen sich nunmehr d[ie] von dem rechten Winkel abweichenden Winkel erkennen, unt[er] welchen die abgewickelten Lagerfugen der äußeren Gewölbfläc[he] die Stoßfugen schneiden.

Die Abscisse der abgewickelten Lagerfuge einer zweite[n] Gewölbfläche mit dem Radius r_1 ergiebt sich durch analog[e] Ableitung für den Schrägungswinkel α und Lagerfugenwink[el] w aus Gleichung (32)

$$t' = \frac{r_1\log 10}{\sin\alpha}.\operatorname{Log}.\operatorname{cotg}.\frac{w}{2}, \quad . \quad . \quad . \quad (40)$$

mithin für denselben Schrägungswinkel und für die gleich[en] Lagerfugenwinkel der abgewickelten inneren und äußeren Wölbfläche durch Division der Gleichung (32) in (40)

$$\frac{t'}{t} = \frac{r_1}{r},$$

woraus folgt, daß

$$t' = \frac{r_1}{r}t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4[illegible]$$

t übertrifft, aber demselben proportional ist. Hat man a[ll] für die innere Wölbfläche irgend eines schiefen Gewölbes [illegible]

den Winkeln α und w entsprechenden Werthe von x_s berechnet, so ergeben sich die Abscissen x_s der Lagerfuge jenes zweiten Gewölbes durch Multiplication mit dem Quotienten $\frac{r_1}{r}$ des Radius der ersteren in den Radius der zweiten Wölbfläche.

Da die Stoßfugen sowohl der inneren als der äußeren Wölbfläche dem zugehörigen Stirnbogen derselben innerhalb der gleichen, zu den Kämpferlinien parallelen Cylinderelementen parallel sind, so sind auch die denselben entsprechenden Theile der abgewickelten Lagerfugen parallel. Man erhält mithin aus der in Bezug auf einen Stirnbogen construirten abgewickelten Lagerfuge der inneren oder äußeren Wölbfläche, ähnlich wie bei der Verticalprojection der Lagerfugen, einfach durch eine zu den Kämpferlinien parallele Verschiebung jener abgewickelten Lagerfuge alle übrigen Lagerfugen und empfiehlt sich auch hier die Anfertigung einer zum Auftragen sämmtlicher abgewickelter Lagerfugen dienenden Schablone, wie sie z. B. in Fig. 5 und 6 dargestellt ist.

γ) Construction der abgewickelten Lagerfuge.

Sind jene, zu den Kämpferlinien parallelen Cylinderelemente hinreichend schmal gewählt, so läßt sich die abgewickelte Lagerfuge auch aus den einzelnen Schenkeln jener verschiedenen Winkel zusammensetzen, unter welchen diese Cylinderelemente von der Lagerfuge geschnitten werden. Betrachtet man, um diesen veränderlichen Schnittwinkel γ, den sogenannten Fugenwinkel zu bestimmen, die dreikantige Ecke ABCM, s. Fig. 9, Taf. 15, welche, in einem beliebigen Punkt M des Stirnbogens, die Tangente MB des Stirnbogens, die zur Ebene des Stirnbogens parallele Linie AM und die zur Kämpferlinie parallele Linie MC bilden, so schließen, wie die Darstellung in Fig. 9, Taf. 15, zeigt, die Kanten

AM und BM den Winkel $90 - w$,
BM „ MC „ „ $90 - \gamma$,
AM „ CM „ „ $90 - \alpha$

ein. Beschreibt man von dem Punkte M, s. Fig. 10, Taf. 15, als Mittelpunkt einer Kugel, aus mit dem Radius 1 die jenen Winkeln entsprechenden Bogen eines sphärischen Dreiecks, so liegt der Kantenwinkel $90 - \gamma$ dem Flächenwinkel BAC gegenüber, welchen die Ebene BMA des Stirnbogens mit der zur Ebene der beiden Kämpferlinien parallelen Ebene AMC einschließt, während die Kantenwinkel $90 - w$ und $90 - \alpha$ diesem Winkel anliegen. Da nun die Stirnbogenebene lothrecht und die Ebene der Kämpferlinien wagrecht ist, so ist der Flächenwinkel BAC ein Rechter. Es findet aber nach den Entwickelungen der sphärischen Trigonometrie*) zwischen jenen 3 Kantenwinkeln $90 - w$, $90 - \gamma$, $90 - \alpha$ und diesem Flächenwinkel BAC, welchen die Seiten BA und AC des sphärischen Dreiecks miteinander einschließen, allgemein die Beziehung statt

$$\cos BAC = \frac{\cos(90-\gamma) - \cos(90-w)\cos(90-\alpha)}{\sin(90-w)\sin(90-\alpha)} = \frac{\sin\gamma - \sin w \, . \sin\alpha}{\cos w \, . \cos\alpha}, \quad . \; . \; . \quad (42)$$

woraus sich, da Winkel BAC ein rechter ist,

$$0 = \frac{\sin\gamma - \sin w \, . \sin\alpha}{\cos w \, . \cos\alpha},$$

mithin

$$\sin\gamma = \sin\alpha \, . \sin w \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (43)$$

ergiebt. Hieraus folgt, daß an der Kämpferbasis, für welche $w = 0$, $\sin\gamma = 0$ und mithin auch der Fugenwinkel $\gamma = 0$ und in dem Scheitel, für welchen $w = 90$, also $\sin w = 1$ ist, $\sin\gamma = \sin\alpha$ und $\gamma = \alpha$, also der Fugenwinkel dem Schrägungswinkel des Gewölbes gleich wird. Aus Gleichung (43) läßt sich der veränderliche Fugenwinkel γ entweder durch Rechnung oder durch die in Fig. 11, Taf. 15, dargestellte Construction finden. Beschreibt man nämlich mit dem Radius r den Quadranten AB und trägt in denselben den constanten Schrägungswinkel α und den veränderlichen Lagerfugenwinkel w mit der in der Figur angegebenen Lage ein, so erhält man sofort $r . \sin w$ und, indem man mit diesem als Radius einen dem Centriwinkel α entsprechenden Kreisbogen beschreibt, den Werth $r . \sin w . \sin\alpha$, welcher dem Sinus des veränderlichen Fugenwinkels $r . \sin\gamma$ gleich ist, zu welchem sich der letztere auf die in der Figur angegebene Weise leicht construiren läßt. Construirt man diesen veränderlichen Fugenwinkel für sämmtliche, jenen einzelnen Lagerfugenwinkeln w entsprechende Cylinderelemente, so läßt sich auf die in Fig. 5 der Taf. 16 durchgeführte Weise von dem Stirnbogen ab eine abgewickelte Lagerfuge zusammensetzen, welche gebrochen ist und jener exacten, durch Berechnung gefundenen, abgewickelten Lagerfuge um so näher kommt, je schmäler man die Cylinderelemente wählt.

d) Bestimmung der kleinsten parallelepipedischen Umschließungskörper und Bearbeitung der Wölbsteine des schiefen Brückengewölbes mit variablem Fugenwinkel.

Stellt abcdefgh, s. Taf. 16, Fig. 9, wieder die in Fig. 16, Taf. 15, bereits entwickelte Verticalprojection eines Wölbsteins dar, so erhält man den kleinsten parallelepipedischen Umschließungskörper, wenn man um jene Verticalprojection das kleinste, umschließende Rechteck legt und den Abstand der vorderen und hinteren, lothrechten Stoßfläche des

*) Vgl. u. A. Francoeur, übersetzt von Külp, Sphär. Trig. II. 2. S. 6. Formel 4.

Wölbsteins jenem Prisma zur Tiefe giebt. Verbindet man zu diesem Zweck die äußersten Punkte e, b der Rückenfläche a b e f mit dem Mittelpunkte O, halbirt den durch die Schenkel b O und e O gebildeten Winkel und zieht zu dessen Mittellinie O M parallel durch e und b die Seiten i l und k m und zu denselben normal durch a und g oder h die Seiten i k und l m, so ist jenes kleinste Rechteck und damit der ganze Umschließungskörper bestimmt, welcher sich jetzt auch auf die in Fig. 10 enthaltene Horizontalprojection übertragen läßt.

Die Bearbeitung des Gewölbsteins beginnt mit derjenigen der Vorderfläche i m und Hinterfläche n q, Fig. 10, Taf. 16, auf welche die beiden Stoßflächen a b c d und e f g h nach Form und gegenseitiger Lage aufgetragen werden. Von den unteren Bogen c d und g h derselben (Fig. 9 und 10) lassen sich mit Hilfe des Schrägungswinkels $\alpha = 30^0$ des Gewölbes die im Grundriß unverkürzten Längen r s... und t u..., Fig. 10, Taf. 16, welche den verkürzten Längen r s... und t u... im Aufriß, Fig. 9, Taf. 16, entsprechen, beziehungsweise von vorn nach hinten und von hinten nach vorn auftragen, wodurch sich die Lagerfugen c g und d h der Laibungsfläche ergeben und damit auch diese letztere sammt ihrer cylindrischen Krümmung bestimmt ist. Schlägt man an diese letztere eine Schmiege, Fig. 11, Taf. 16, deren untrer Schenkel nach der Wölbfläche gekrümmt und deren obrer Schenkel gerade ist und auf dem ersteren senkrecht steht, in verschiedenen Lagen, parallel zu den Stoßflächen an, so zeigt ihr gerader Schenkel die jeder dieser Lagen entsprechende Richtung der windschiefen Lagerfläche b f d h oder a m c g, Fig. 11, Taf. 16, an. Die Rückenfläche a b e f des Gewölbsteins wird entweder der inneren Laibungsfläche ähnlich, oder, wie bei den schiefgewölbten Brücken, gar nicht bearbeitet, sondern rauh. Die in Fig. 11 enthaltene, aus den Figuren 10 abgeleitete perspectivische Darstellung des Gewöl und seines kleinsten parallelepipedischen Umschließungsk dient dazu, die Bearbeitung sämmtlicher Begrenzungs des Gewölbsteins in ihrem Zusammenhange darzustelle welchem Zwecke darin die entsprechenden Punkte m gleichen Buchstaben bezeichnet sind.

2) Berechnung und Construction eines aus Quad bestehenden schiefen Brückengewölbes mit halbkreisför Stirnbogen und variablem Fugenwinkel.

(Siehe Taf. 15, Fig. 12 bis 17 und Taf. 16, Fig. 1 bi

Beträgt dessen

zur Stirn parallele Spannweite $l = 15{,}5$ Met.,
Normalabstand der Stirnen 20 Met.,
Schnittwinkel der Straßen- und Brückenachse 60^0,
Gewölbstärke $2{,}5$ Met.*),
Zahl der Wölbsteine 19,

so wird der

Radius des inneren Stirnbogens

$$r = \frac{14{,}5}{2} = 7{,}25 \text{ Met.},$$

Radius des äußeren Stirnbogens

$$r_1 = 7{,}25 + 2{,}5 = 9{,}75 \text{ Met.},$$

Schrägungswinkel des Gewölbes $\alpha = 90 - 60 =$

Tabelle zur Berechnung der Abscissen der Verticalprojection der Lagerfugen des schiefen Gewöl

No. der Lagerfläche.	Werthe von		$\text{Log cotg} \frac{w}{2}$	t	x_1	x
	w	$\frac{w}{2}$				
0	0	0	∞	∞	0,000	∞
1	9° 28′ 25″	4° 44′ 12″	1,0816588	18,057	0,099	18,156
2	18° 56′ 50″	9° 28′ 25″	0,7776239	12,981	0,393	13,374
3	28° 25′ 14″	14° 12′ 37″	0,5964764	9,957	0,874	10,831
4	37° 53′ 41″	18° 56′ 50″	0,4643293	7,751	1,529	9,280
5	47° 22′ 04″	23° 41′ 02″	0,3578920	5,974	2,340	8,314
6	56° 50′ 28″	28° 25′ 14″	0,2666679	4,452	3,285	7,737
7	66° 18′ 52″	33° 9′ 26″	0,1848676	3,086	4,338	7,424
8	75° 47′ 22″	37° 53′ 51″	0,1088357	1,817	5,470	7,287
9	85° 15′ 46″	42° 37′ 53″	0,0359485	0,600	6,651	7,251
9½	90°	45°	0,0000000	0,000	7,250	7,250

*) Die Gewölbstärke ist absichtlich stärker als nöthig gewählt worden, um den Unterschied in dem Verlaufe der Lagerfugen der i und äußeren Gewölbfläche deutlicher zu zeigen.

a) Die Vertical- und Horizontalprojection.

Die Verticalprojection der Lagerfuge der inneren Wölbfläche ergiebt sich aus den Gleichungen (13) und (12) ihrer Abscisse, wovon die letztere auf die Ordinatenachse, die erstere auf den Stirnbogen bezogen ist. Wird der Werth von r eingeführt, so ergiebt sich beziehungsweise

$$t = r \mathrm{Log}.\mathrm{cotg}\,\frac{w}{2} \log.10 = 7{,}25.\ \mathrm{Log}.\mathrm{cotg}\,\frac{w}{2}.\log 10,\ \text{ferner}\ x_s = r(1 - \cos w) = 7{,}25\,(1 - \cos w)$$

und

$$x = t + x_s = 7{,}25.\ \mathrm{Log}.\mathrm{cotg}\,\frac{w}{2}.\log 10 + 7{,}25\,(1 - \cos w).$$

Werden in diese Gleichungen nach und nach die den aufeinanderfolgenden Lagerfugen entsprechenden Winkel w eingeführt, so ergiebt sich vorstehende Tabelle.

Werden die in dieser Tabelle enthaltenen Abscissen aufgetragen, so ergiebt sich die in Fig. 12, Taf. 15, dargestellte Verticalprojektion der Lagerfugencurve, unter welcher die construirte gebrochene Lagerfuge um die, aus der Figur ersichtliche, Differenz zurückbleibt. Mit Hilfe dieser Lagerfugencurve und einer nach ihr angefertigten Schablone erhält man hierauf den in Fig. 14, Taf. 15, angegebenen Fugenschnitt, woraus die Horizontalprojectionen in der früher angegebenen, aus Fig. 13 und 15 ersichtlichen Weise abgeleitet sind.

b) Die Abwickelung.

Die vom abgewickelten Stirnbogen aus aufzutragenden Abscissen x_s der abgewickelten Lagerfuge ergeben sich aus der Gleichung (33), welche nach Einführung der numerischen Werthe übergeht in:

$$\mathrm{Log}\,t = \mathrm{Log}.\mathrm{Log}.\mathrm{cotg}\,\frac{w}{2} + \mathrm{Log}.\,\frac{7{,}25.2{,}302585}{\sin 30^0}.$$

Werden die den aufeinanderfolgenden 9 Lagerfugen entsprechenden Winkel w nach und nach in diese Gleichungen eingeführt und den so erhaltenen Abscissen diejenigen des abgewickelten Stirnbogens

$$x_s = r \sin\alpha(1 - \cos w) = 7{,}25.\sin 30.(1 - \cos w)$$

hinzugefügt, so ergiebt sich nachstehende

Tabelle der Abscissen der abgewickelten Lagerfugen der inneren Wölbfläche des schiefen Brückengewölbes.

Nr. der Gewölbst.	w	$\frac{w}{2}$	$\mathrm{Log\,cotg}\,\frac{w}{2}$	$\mathrm{Log}.\ \mathrm{Log\,cotg}\,\frac{w}{2}$	$\mathrm{Log}.\ \frac{r \log 10}{\sin\alpha}$	Log t	t	x_s	x
0	0°	0°	∞	∞	1,52358	∞	∞	0,000	∞
1	9°28′25″	4°44′12″	1,0817	0,0341	"	1,5577	36,12	0,049	36,169
2	18°56′50″	9°28′25″	0,7783	0,8911—1	"	1,4147	25,98	0,196	26,176
3	28°25′14″	14°12′37″	0,5965	0,7755—1	"	1,2990	19,92	0,437	20,357
4	37°53′41″	18°56′50″	0,4643	0,6668—1	"	1,1903	15,50	0,765	16,265
5	47°22′04″	23°41′02″	0,3579	0,5387—1	"	1,0772	11,95	1,170	13,120
6	56°50′28″	28°25′14″	0,2665	0,4259—1	"	0,9494	8,90	1,643	10,543
7	66°18′52″	33°09′26″	0,1848	0,2668—1	"	0,7904	6,16	2,169	8,329
8	75°47′22″	37°53′41″	0,1088	0,0367—1	"	0,5600	3,63	2,735	6,365
9	85°15′46″	42°37′53″	0,0359	0,5556—2	"	0,0792	1,20	3,325	4,525
9½	90°	45°	0,0000	∞	"	—∞	0,00	3,625	3,625

Werden den hieraus gefundenen Abscissen t diejenigen des abgewickelten Stirnbogens

$$x_s' = r' \sin\alpha(1 - \cos w) = 9{,}75.\sin 30(1 - \cos w),$$

welche, mit Hilfe der zuvor ermittelten Abscissen x_s des Stirnbogens der inneren Wölbfläche, einfacher aus der Gleichung

$$x_s' = \frac{r'}{r}.x_s = \frac{9{,}75}{7{,}25}.x_s$$

erhalten werden, hinzugefügt, so ergiebt sich umstehende Tabelle.

Werden die in den beiden letzten Tabellen enthaltenen Abscissen in der früher erwähnten Weise aufgetragen, so ergiebt sich die in Fig. 5 und 8, Taf. 16, dargestellte, abgewickelte Lagerfuge der inneren und äußeren Wölbfläche, nach welcher alle übrigen Lagerfugen dieser beiden abgewickelten Gewölbflächen aufgetragen worden sind.

Tabelle der Abscissen der abgewickelten Lagerfuge der äußeren Wölbfläche des schiefen Brückengewölbes.

Nr. des Gewölbsteins.	w	t	x_s'	x
0	0°	∞	0,000	∞
1	9°28′25″	36,12	0,067	36,187
2	18°56′50″	25,98	0,264	26,244
3	28°25′14″	19,92	0,587	20,507
4	37°53′41″	15,50	1,028	16,528
5	47°22′04″	11,95	1,577	13,527
6	56°50′28″	8,90	2,209	11,109
7	66°18′52″	6,16	2,916	9,076
8	75°47′22″	3,63	3,678	7,308
9	85°15′46″	1,20	4,472	5,672
9½	90°	0,00	4,875	4,875

Um die Fugenwinkel der aufeinanderfolgenden Cylinderelemente durch Rechnung zu finden, benutzt man Gleichung (43), welche nach Einführung des bekannten Werthes übergeht in

$$\sin\gamma = \sin 30 \,.\, \sin w.$$

Werden wieder dieselben aufeinanderfolgenden Winkel w eingeführt, so ergiebt sich folgende

Tabelle der Fugenwinkel des schiefen Brückengewölbes.

Nr. des Gewölbsteins.	w	sin w	sin 30 . sin w = sin γ	γ
0	0°	0,00000	0,00000	0°
1	9°28′25″	0,16453	0,08226	4°43′10″
2	18°56′50″	0,32467	0,16233	9°20′32″
3	28°25′14″	0,47597	0,23798	13°46′02″
4	37°53′41″	0,61434	0,30717	17°53′20″
5	47°22′04″	0,73568	0,36784	21°34′03″
6	56°50′28″	0,83717	0,41858	24°44′42″
7	66°18′52″	0,91574	0,45787	27°14′59″
8	75°47′22″	0,96940	0,48470	28°59′34″
9	85°15′46″	0,94657	0,49828	29°53′10″
9½	90°	1,00000	0,50000	30°

Die Ermittelung der hier durch Rechnung gefundenen Fugenwinkel durch Construction ist in Fig. 6 auf Taf. 16 und deren Zusammensetzung zu der angenäherten, gebrochenen Lagerfuge in Fig. 7 und 5, Taf. 16, bewirkt, welche, wie sich aus derselben Figur ergiebt, von der durch Rechnung ... denen, stetig verlaufenden Lagerfuge um so weniger a... je größer die Zahl der Cylinderelemente, in welche ... wölbfläche zerlegt war und je genauer die Constructi... Zusammensetzung der Fugenwinkel bewirkt wurde.

Die Figuren 16 und 17 der Tafel 15 stellen ... M in Fig. 14 durch Schraffirung hervorgehobenen, ... früher angegebenen Weise herausgetragenen Gewölbste... wonach nicht nur die Größe des dazu erforderlichen ... blocks bestimmt, sondern auch jeder erforderliche Anhal... zu seiner Bearbeitung gewonnen werden kann.

II. Die schiefen Brückengewölbe mit mittlerem ... stantem Fugenwinkel.

1) Theorie und Construction der schiefen Brückeng... mit mittlerem constantem Fugenwinkel.

Die Ausführung der schiefen Gewölbe mit veränd... Fugenwinkel wird durch das Heraustragen und die ... dene Bearbeitung jedes einzelnen Wölbsteins so sehr er... daß der Ingenieur in den meisten Fällen, wo von ... Rechten abweichende Schnittwinkel der Tracen vork... vorzieht, entweder durch Verlegung einer Achse oder ... Achsen einen rechten Schnittwinkel und somit ein g... Gewölbe zu erhalten oder, wo die örtlichen Verhältni... nicht gestatten oder zu sehr erschweren, durch Einf... eines unveränderlichen Fugenwinkels, wodurch die ... fugen an der Laibung des Gewölbes Schraubenlini... in deren Abwickelung parallele Gerade werden, den ... schnitt des schiefen Gewölbes möglichst zu vereinfachen...

a) Ermittelung des mittleren constanten F... winkels.

Zu diesem constanten Fugenwinkel empfiehlt sich ... arithmetische Mittel zwischen dem größten und kleins... riablen Fugenwinkel γ_{max} und γ_{min} bildende, mittle... genwinkel, welcher mithin, da der größte veränderliche ... winkel im Scheitel dem Schrägungswinkel α des G... gleich wird, durch den Ausdruck

$$\gamma_c = \frac{\gamma_{max} + \gamma_{min}}{2} = \frac{\alpha + \gamma_{min}}{2} \quad . \ .$$

bestimmt ist.

Die Einführung dieses mittleren, constanten Fugen... und die damit verbundene Abweichung von dem th... begründeten Steinschnitt bewirkt, daß

1) die Richtung des Drucks auf die Lagerfläch... Gewölbes nicht mehr eine normale, sondern eine schi...

2) dieser schiefe Druck, indem er sich in eine zur... fläche des Gewölbes normale und eine zu derselben pa...

nach der Gewölbstirn hin gerichtete Seitenkraft zerlegen läßt, eine Verschiebung der Gewölbsteine auf ihren Lagerflächen gegen die Stirnfläche des Gewölbes zu bewirken sucht,

3) diese Verschiebung entweder wirklich eintritt und dann, wenn nicht den Einsturz des Gewölbes, doch mindestens dessen Ausbauchung an den Gewölbstirnen zur Folge hat, oder

4) diese Verschiebung, durch Reibungswiderstände verhindert, nicht eintritt und dann unschädlich ist.

Um daher, ohne Gefahr für die Sicherheit des Gewölbes, einen mittleren constanten Fugenwinkel einführen zu können, ist zu ermitteln, um wieviel derselbe von dem wahren Fugenwinkel abweichen darf, ohne ein Gleiten der Wölbsteine auf ihren Lagerfugen zu veranlassen. Bezeichnet man die größte zulässige Abweichung des veränderlichen Fugenwinkels am Scheitel und am Kämpfer des Gewölbes mit β, so ergiebt sich aus

$$\gamma_c = \frac{\alpha + (\alpha - \beta)}{2} = \alpha - \frac{\beta}{2}. \quad . \quad (45)$$

Nimmt man, da sich an Gewölben, bei welchen jene Abweichung $\beta = 16^0$ betrug, schon Ausbauchungen zeigten, mit E. Heider*) zu 10^0 an, so ergiebt sich, wenn α gegeben ist, der mittlere constante Fugenwinkel

$$\gamma_c = \alpha - 5^0. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (46)$$

Dieser durch Rechnung bestimmte, mittlere, constante Fugenwinkel bedarf in den meisten und zwar in allen den Fällen, wo er nicht mit der gewählten Eintheilung der Gewölbschichten übereinstimmt, einer durch die practische Ausführung bedingten Modification. Da die Lagerfugen mit constantem Fugenwinkel in der Laibungsfläche des Gewölbes Schraubenlinien und in deren Abwickelung Gerade bilden, welche durch Theilungspunkte der beiden Stirnbogen des Gewölbes gehn müssen, s. Taf. 17, Fig. 1, 2 und 3, so ist, wenn der Schenkel b c des berechneten kleinsten, mittleren, constanten Fugenwinkels a b c nicht durch je 2 solche gegenüberliegende Theilpunkte geht, der demselben am nächsten kommende, kleinere Fugenwinkel, welcher durch die soeben angegebene Construction hinreichend genau bestimmt werden kann, der Ausführung zu Grunde zu legen.

b) Ermittelung des kleinsten zulässigen Lagerfugenwinkels und des demselben entsprechenden, größten zulässigen Pfeilverhältnisses bei gegebenem Schrägungswinkel des Gewölbes.

Ist der Schrägungswinkel und kleinste Lagerfugenwinkel des Gewölbes bestimmt, so ergiebt sich nach Gleichung (43) der dem letzteren entsprechende, größte Lagerflächenwinkel aus

$$\sin w = \frac{\sin\gamma}{\sin\alpha}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (47)$$

mithin, wenn $\gamma = \alpha - \beta$ gesetzt wird,

$$\sin w = \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (48)$$

und, wenn $\beta = 10^0$ angenommen wird,

$$\sin w = \frac{\sin(\alpha - 10)}{\sin\alpha}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (49)$$

woraus der kleinste Lagerflächenwinkel

$$w_{min} = \text{arc}\left(\sin = \frac{\sin(\alpha - 10)}{\sin\alpha}\right) \quad . \quad . \quad (50)$$

gefunden wird. Aus dem Winkel w_{min} läßt sich das zugehörige, größte Pfeilverhältniß $\frac{f}{l}$ des Stirnbogens des schiefen Gewölbes bestimmen. Bezeichnet r dessen Radius, so ist

$$\sin w = \frac{r - f}{r}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (51)$$

und da $r = \frac{f^2 + \left(\frac{l}{2}\right)^2}{2f}$, mithin $r - f = \frac{\left(\frac{l}{2}\right)^2 - f^2}{2f}$ beträgt

$$\sin w = \frac{1 - \left(\frac{2f}{l}\right)^2}{1 + \left(\frac{2f}{l}\right)^2}. \quad . \quad . \quad . \quad (52)$$

Wird diese Gleichung nach $\frac{f}{l}$ aufgelöst, so erhält man, wenn der durch Gleichung (49) gegebene Werth von sin w eingeführt wird, das größte gesuchte Pfeilverhältniß

$$\frac{f}{l} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{1 - \sin w}{1 + \sin w}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (53)$$

Legt man dem Schrägungswinkel α nacheinander die Werthe 10, 20 .... 90^0 bei, so ergeben sich nach dem Vorhergehenden die in umstehender Tabelle berechneten Werthe von α_1, γ_c, sin w, w und $\frac{f}{l}$.

Aus dieser Tabelle folgt, daß mit der Zunahme des Schrägungswinkels oder mit der Abnahme des Schnittwinkels der Achsen das Pfeilverhältniß abnimmt und daß das dem größten und kleinsten Schnittwinkel der Achsen von 80^0 und 20^0 entsprechende größte zulässige Pfeilverhältniß bezw. $\frac{1}{2}$ und $\frac{1}{10}$ beträgt. Für zwischenliegende Werthe der Schrägungs- und Schnittwinkel können die ihnen zugehörigen Werthe der größten zulässigen Pfeilverhältnisse durch Interpolation gefunden werden. Zu einem Schrägungswinkel von z. B. $52^0 30'$ würde sich hiernach ein größtes Pfeilverhältniß von $\frac{1}{7{,}1}$ ergeben.

*) Vgl. Heider, Theorie schiefer Gewölbe. Wien 1846.

α	α'	γ_c	sin w	w	$\frac{f}{l}$ berechnet.	$\frac{f}{l}$ rund
10	80	5	0,000	0° 00′	0,500	$\frac{1}{2}$
15	75	10	0,336	19° 37′	0,352	$\frac{1}{3}$
20	70	15	0,509	30° 36′	0,285	$\frac{1}{3,5}$
25	65	20	0,612	37° 44′	0,245	$\frac{1}{4}$
30	60	25	0,684	43° 09′	0,216	$\frac{1}{4,6}$
35	55	30	0,737	47° 30′	0,195	$\frac{1}{5}$
40	50	35	0,777	51° 00′	0,177	$\frac{1}{5,6}$
45	45	40	0,812	54° 18′	0,158	$\frac{1}{6,4}$
50	40	45	0,839	57° 00′	0,147	$\frac{1}{6,8}$
55	35	50	0,863	59° 40′	0,135	$\frac{1}{7,4}$
60	30	55	0,884	62° 08′	0,121	$\frac{1}{8,2}$
65	25	60	0,904	64° 41′	0,112	$\frac{1}{9}$
70	20	65	0,921	67° 00′	0,101	$\frac{1}{10}$

c) Ermittelung des größten zulässigen Schrägungswinkels des Gewölbes und des davon abhängigen kleinsten zulässigen Schnittwinkels der Bahn- und Gewölbachse, wenn das Pfeilverhältniß und der kleinste Lagerflächenwinkel des Gewölbes gegeben ist.

Ist der Lagerfugenwinkel γ und der Lagerflächenwinkel w bekannt, so läßt sich hieraus der entsprechende größte Schrägungswinkel α und kleinste Schnittwinkel α' der Achsen beider Traçen finden.

Aus der Relation (47) ergiebt sich, wenn für γ der kleinste zulässige Fugenwinkel $\gamma = \alpha - \beta$ eingeführt wird,

$$\sin\alpha = \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\sin w} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (54)$$

Wird für $\sin(\alpha - \beta)$ sein Werth gesetzt, so ergiebt sich

$$\sin\alpha = \frac{\sin\alpha\cos\beta - \cos\alpha\sin\beta}{\sin w}, \; .$$

woraus

$$\sin\alpha(\cos\beta - \sin w) = \cos\alpha\sin\beta,$$

oder

$$\operatorname{tang}\alpha = \frac{\sin\beta}{\cos\beta - \sin w} \; . \; . \; .$$

Wird hierin wie früher $\beta = 10°$ gesetzt, so er[...] $\sin\beta = 0{,}174$ und $\cos\beta = 0{,}985$, mithin die Rel[...]

$$\operatorname{tang}\alpha = \frac{0{,}174}{0{,}985 - \sin w}, \quad . \; .$$

in welche der in Gleichung (52) erhaltene Werth vo[...] einzuführen ist.

Nimmt man hierin das Verhältniß $\frac{f}{l} = $ [...] das absolut kleinste zulässige Pfeilverhältni[ß] ist nach Gleichung (52)

$$\sin w = \frac{1 - \left(\frac{2}{10}\right)^2}{1 + \left(\frac{2}{10}\right)^2} = 0{,}923,$$

und wenn dieser Werth in Gleichung (57) eingefü[hrt]

$$\operatorname{tang}\alpha = \frac{0{,}174}{0{,}985 - 0{,}923} = 2{,}806.$$

Nun ist

$$\operatorname{Log} 2{,}806 = 0{,}4480877 = \operatorname{Log}\operatorname{tang}\alpha,$$

mithin der überhaupt bei einem schiefen Segmentboge[n] größte zulässige Schrägungswinkel

$$\alpha = 70° 23',$$

welchem der kleinste überhaupt zulässige Schnittwi[nkel] Bahn- und Gewölbachse

$$\alpha' = 90 - \alpha = 19° 37', \text{ rot. } 20°$$

entspricht.

Setzt man noch successive $\frac{f}{l} = \frac{1}{10}, \frac{1}{8}, \frac{1}{7}$ . . welches letztere dem vollen Halbkreisgewölbe entsprich[t], giebt sich umstehende Tabelle für die demselben entspr[echenden] Schrägungs- und Schnittwinkel schiefer Segmentbogen[...]

Aus dieser Tabelle folgt wieder, daß der Zuna[hme des] Pfeilverhältnisses auch eine Zunahme des Schnittwi[nkels der] Achsen entspricht und daß die den Pfeilverhältnissen - $\frac{1}{2}$ entsprechenden Schnittwinkel von 20° und 80° [...] deren Grenzen für Segmentbogengewölbe mit mittle[...] stantem Fugenwinkel bilden. Für zwischenliegende [...] der Pfeilverhältnisse lassen sich die zugehörigen Schn[...] auch hier durch Interpolation ermitteln, wonach z. [...] Pfeilverhältniß von $\frac{1}{7{,}5}$ der Schnittwinkel von nah[e ...] entspricht.

$\frac{f}{l}$	sin w	w	tg α	α	α_1	
					berechnet.	abgerundet.
$\frac{1}{10}$	0,923	67° 20′	2,806	70° 23′	19° 37′	20°
$\frac{1}{8}$	0,882	62° 05′	1,694	59° 27′	30° 33′	30°
$\frac{1}{7}$	0,849	58° 07′	1,278	51° 58′	38° 02′	38°
$\frac{1}{6}$	0,800	53° 06′	0,941	43° 15′	45° 45′	46°
$\frac{1}{5}$	0,724	46° 25′	0,667	33° 42′	56° 18′	56°
$\frac{1}{4}$	0,600	36° 52′	0,452	24° 20′	65° 40′	66°
$\frac{1}{3}$	0,385	22° 37′	0,289	16° 06′	73° 54′	74°
$\frac{1}{2}$	0	0° 00′	0,177	10° 03′	79° 57′	80°

In vielen Fällen der Praxis wird weder der Schnittwinkel, noch das Pfeilverhältniß des Gewölbes genau gegeben, vielmehr ein passendes, den örtlichen Umständen entsprechendes Verhältniß zwischen beiden aufzusuchen sein, wobei es, falls Tabellen, wie die oben berechneten, nicht zur Hand sind, wünschenswerth erscheint, aus dem Pfeilverhältniß den entsprechenden Schrägungswinkel oder aus dem Schrägungswinkel das entsprechende Pfeilverhältniß ableiten zu können. Im ersten Falle ergiebt sich aus Gleichung (57), wenn für sin w aus Gleichung (52) sein Werth und der Kürze halber das Pfeilverhältniß

$$\frac{f}{l} = \varphi$$

gesetzt wird,

$$\tan \alpha = \frac{0{,}174}{0{,}985 - \left(\frac{1 - 4\varphi^2}{1 + 4\varphi^2}\right)}, \quad . \quad . \quad (59)$$

im letzteren Falle erhält man, wenn dieser Ausdruck in Bezug auf φ aufgelöst wird,

$$\varphi = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{0{,}015 \operatorname{tg}\alpha + 0{,}174}{1{,}985 \operatorname{tg}\alpha - 0{,}174}}, \quad . \quad . \quad (60)$$

Gleichungen, aus welchen durch einige Versuchsrechnungen das den örtlichen Bedingungen entsprechendste Verhältniß zwischen φ und α zu ermitteln ist.

Hat man beispielsweise für den Schrägungswinkel des Gewölbes die Wahl zwischen den Grenzwerthen $\alpha_{,} = 30^0$ und $\alpha_{,,} = 40^0$, so ergiebt sich für beide Fälle beziehungsweise das Pfeilverhältniß

$$\varphi_{,} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{0{,}015 . 0{,}577 + 0{,}174}{1{,}985 . 0{,}577 + 0{,}174}} = \frac{1}{2}\sqrt{0{,}185} = 0{,}215 = \frac{1}{4{,}6}$$

und

$$\varphi_{,,} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{0{,}015 . 0{,}839 + 0{,}174}{1{,}985 . 0{,}839 - 0{,}174}} = \frac{1}{2}\sqrt{0{,}125} = 0{,}177 = \frac{1}{5{,}6},$$

woraus man das geeignetste mittlere Verhältniß ableitet.

2) Berechnung und Construction eines aus Quadern oder aus Quadern und Ziegeln bestehenden schiefen Brückengewölbes mit kreissegmentförmigem Stirnbogen und constantem Fugenwinkel.

Siehe Taf. 17, Fig. 4 bis 16.

Beträgt dessen
zur Stirn parallele Spannweite $l = 8{,}55$ Met.,
Normalabstand der Stirnen 10 Met.,
Schnittwinkel der Straßen- und Brückenachse 60°,
Centriwinkel des Stichbogens 70°,
Gewölbstärke $d = 1{,}15$ Met.,
Zahl der Gewölbsteine 17,
so erhält man den
Radius der inneren Wölblinie

$$r = \frac{\frac{1}{2}}{\sin . \frac{70}{2}} = \frac{l}{2 \sin 35^0} = \frac{8{,}55}{2 . 0{,}574} = 7{,}45 \text{ Met.},$$

Radius der äußeren Wölblinie

$$R = r + d = 7{,}45 + 1{,}15 = 8{,}6 \text{ Met.},$$

Schrägungswinkel des Gewölbes

$$\alpha = 90^0 - 60^0 = 30^0.$$

a) Berechnung und Construction des schiefen Brückengewölbes.

Der mittlere constante Fugenwinkel ergiebt sich aus Gleichung (44)

$$\gamma_c = \frac{\alpha + \gamma_{min}}{2} = \frac{30 + \gamma_{min}}{2},$$

der kleinste variable Fugenwinkel γ_{min} für den kleinsten Lagerfugenwinkel

$$w_{min} = \frac{180 - 70}{2} = 55^0,$$

nach Gleichung (43)

$$\sin \gamma_{min} = \sin \alpha . \sin w_{min} = \sin 30^0 . \sin 55^0.$$

Hieraus erhält man

$$\gamma_{min} = 24^0 10' 40'',$$

mithin den berechneten, mittleren constanten Fugenwinkel

$$\gamma_c = \frac{30 + 24^0 10' 40''}{2} = 27^0 5' 20'',$$

ein Werth, welcher von dem größten und kleinsten variablen Fugenwinkel nur um

$$30^0 - 27^0 5' 20'' = 27^0 5' 20'' - 24^0 10' 40'' = 2^0 54' 40''$$

abweicht, also keine nachtheiligen Verschiebungen der Gewölbsteine nach den Gewölbstirnen veranlassen kann. Wird derselbe in die Abwickelung eingetragen, wie dies in Fig. 6 geschehen ist, so ergiebt sich der corrigirte, mittlere constante Fugenwinkel.

Die Abscissen des abgewickelten Stirnbogens ergeben sich aus Gleichung (19), worin für r und α ihr Werth zu setzen und w zwischen den Grenzen 55 und 180 — 55 = 125° zu nehmen ist. Hiernach erhält man aus Gleichung (19)

$$x = r . \sin \alpha (1 - \cos w) = 7{,}45 . \sin 30^0 (1 - \cos w) = 3{,}725 (1 - \cos w)$$

und für

$$w = 55^0;\; x = 3{,}725 (1 - \cos 55^0) = 1{,}5875,$$
$$w = 90^0;\; x = 3{,}725 (1 - \cos 90^0) = 3{,}7250,$$
$$w = 125^0;\; x = 3{,}725 (1 - \cos 125^0) = 5{,}8625.$$

Wird, um diese, auf den vollen Halbkreis bezogenen Abscissen nicht vollständig auftragen zu müssen, die Abscisse 1,5875 des Anfangspunktes von ihnen abgezogen, so ergiebt sich für

$$w = 55^0;\; x = 1{,}5875 - 1{,}5875 = 0{,}0000,$$
$$w = 90^0;\; x = 3{,}7250 - 1{,}5875 = 2{,}1375,$$
$$w = 125^0;\; x = 5{,}8625 - 1{,}5875 = 4{,}2750,$$

wie dies in Fig. 6 der Taf. 18 eingetragen ist.

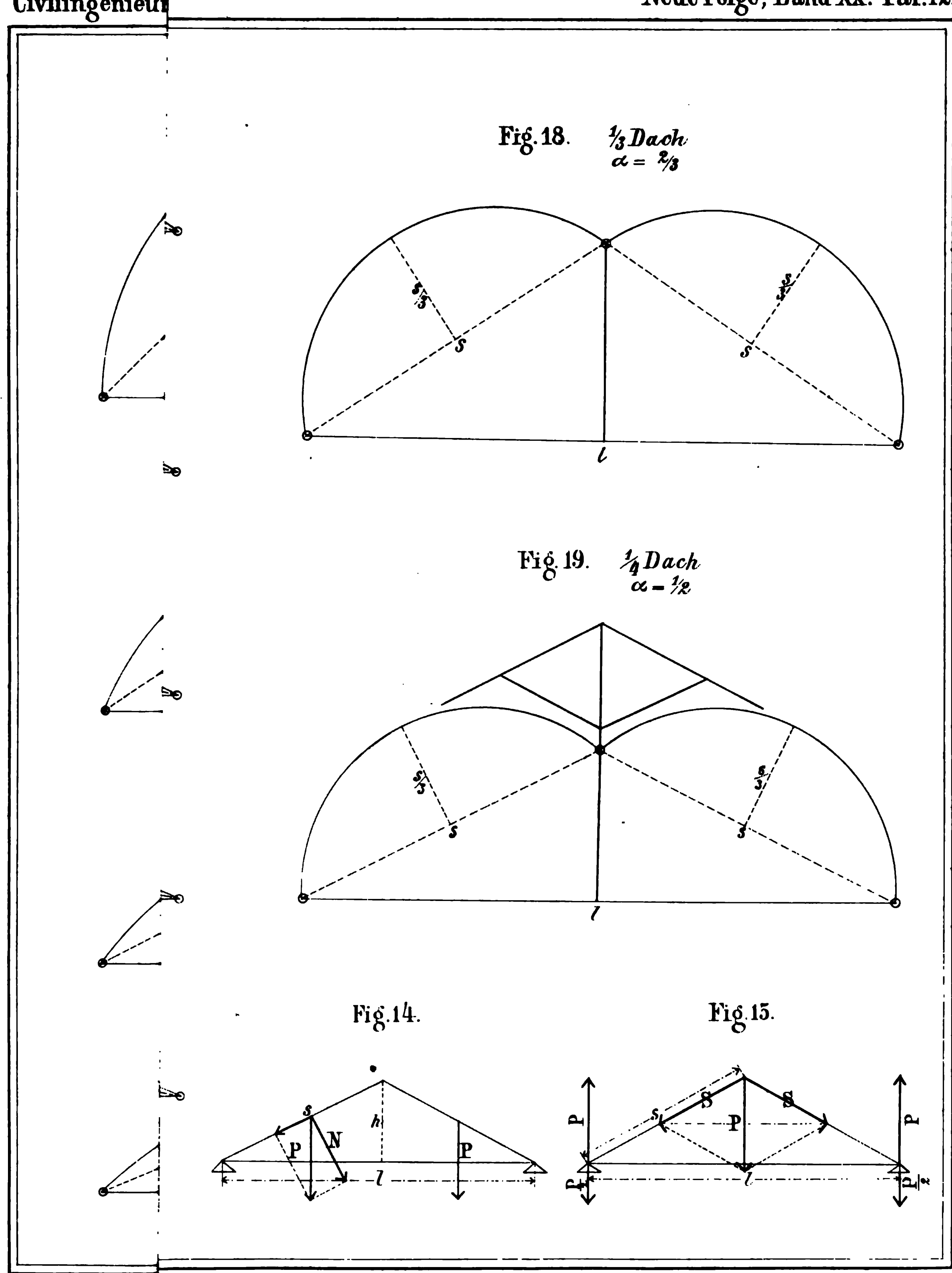
Da die in Fig. 4 und 5, Taf. 17, eingetragenen Stoßfugen des Gewölbes parallel zur Stirnfläche, mithin in der Abwickelung, Fig. 6, parallel zu dem darin dargestellten, abgewickelten Stirnbogen sind, so ist der Steinschnitt in dieser Abwickelung bestimmt und kann mit Hilfe der zur Gewölbachse parallelen Cylinderelemente, welche in der Horizontalprojection, Fig. 5, und in der Abwickelung, Fig. 6, dieselbe Länge besitzen, sowohl in der Horizontalprojection als auch, sobald die Lagerfugen in diese letztere eingetragen sind, in der Verticalprojection dargestellt werden, wie dies beziehungsweise in Fig. 5 und 4 geschehen ist. Ist der Steinschnitt der inneren Gewölbfläche in der Verticalprojection bestimmt, so erhält man den in der letzteren Figur gleichfalls dargestellten Steinschnitt der äußeren Gewölbfläche, wenn man den zu irgend einem Fugenpunkte der inneren Gewölbfläche gehörigen Radius um die Dicke des Gewölbes verlängert.

b) Steinschnitt des schiefen Brückengewölbes.

Auf diese Weise ist der Steinschnitt in Auf- und Grundriß vollkommen bestimmt und jeder wünschenswerthe Anhaltspunkt für das Heraustragen und Bearbeiten der Gewölbsteine gegeben. So giebt Fig. 8, Taf. 17, die Verticalprojection eines Stirnstückes und einiger Kämpfer, Fig. 9 und 13 deren Horizontalprojection, Fig. 12 die aus Fig. 13 entwickelte Ansicht der Kämpfer von der Gewölbelaibung. Aus den in Fig. 8 und 12 eingetragenen Fugen q r s und t I v geht zugleich die Anordnung der gebrochenen Stoßflächen der Kämpfer deutlich hervor, welche unterhalb einer durch die Linie 0 I II III... des Gewölbanfangs gelegten Horizontalebene durchweg lothrecht, oberhalb derselben unter dem Winkel t I 0 (Fig. 12) zur Horizontalen geneigt, mithin aus einer unten befindlichen, lothrechten Fläche von der Tiefe I w (Fig. 13) und der Höhe I v (Fig. 13) sowie aus einer darüber befindlichen geneigten, paralleltrapezförmigen Fläche mit den in Fig. 13 dargestellten, wagrechten Seiten w I unten, z x oben und der hinteren, zu beiden Seiten normalen dritten Seite t I (Fig. 12) zusammengesetzt sind.

Nur im Scheitel des Gewölbes, wo die Lagerfuge wagrecht und die Stoßfläche lothrecht ist, schließen beide einen rechten Winkel ein, während sie an allen übrigen Stellen des Gewölbes einen um so spitzeren Winkel miteinander bilden, je weiter sie von dem Gewölbscheitel entfernt sind.

Um nun bei Anwendung von Ziegelschichten diese da, wo sie die Stirnstücke unter spitzen Winkeln treffen, nicht verhauen zu müssen, zieht man vor, die aus Quadern bestehenden Stirnstücke so „abzuwinkeln", daß die Stoßfugen derselben normal zur Richtung jener Ziegelschichten sind. Alsdann müssen ihre in der Laibung sichtbaren Stoßflächen sowohl senkrecht auf den geraden Lagerfugen der Abwickelung, (siehe die in doppeltem Maaßstabe gegebene Figur 7) als auch



Verlag von Art   Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

Fig. 4.

Fig. 6.

Fig. 8.

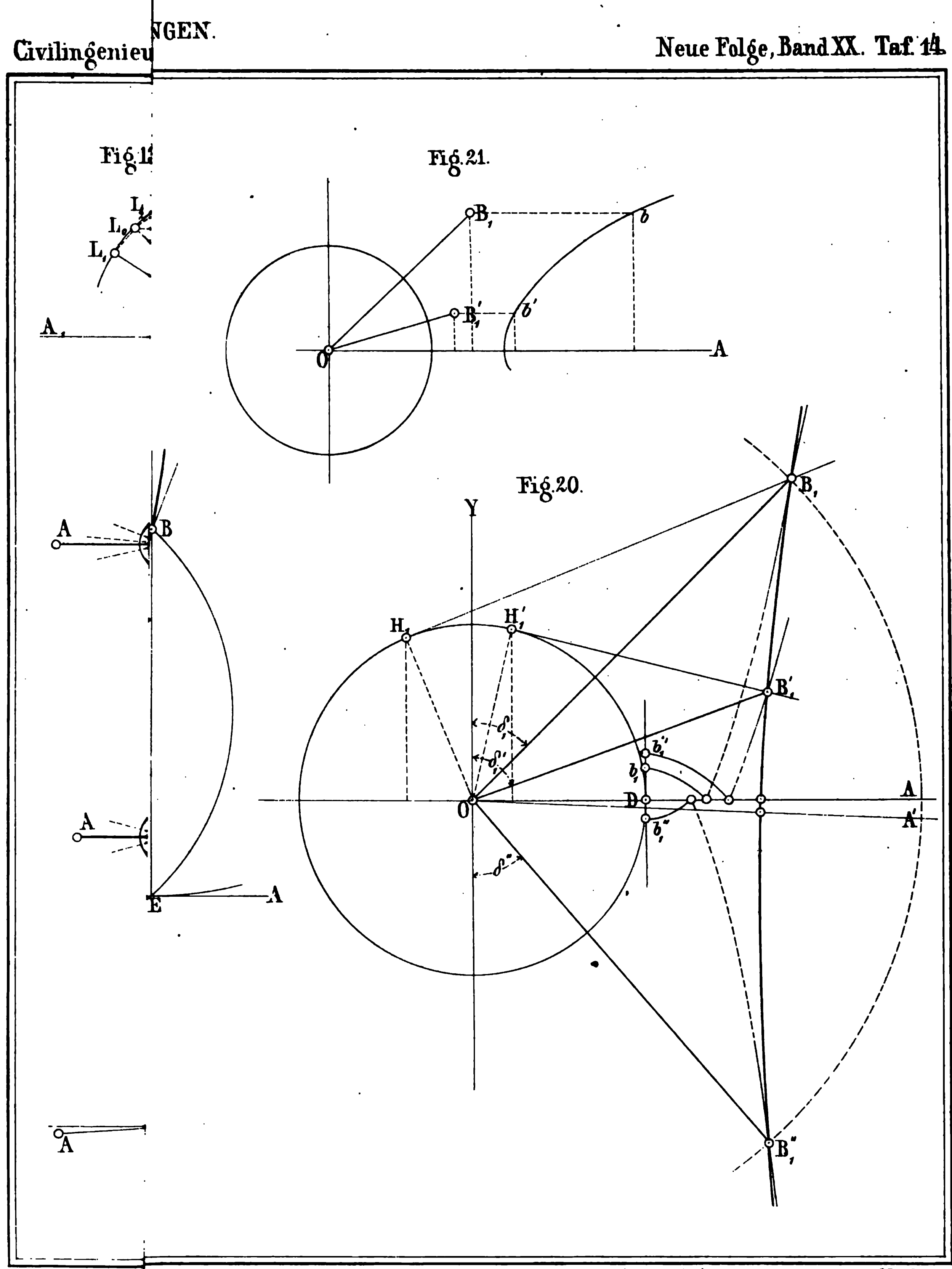
Fig. 9.

Fig. 1(

Fig. 12.

Verlag von Arthur ...

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.



Verlag von Art
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

auf der geneigten Lagerfuge stehen. Um dies Ver-
;er Abwinkelung an einem Kämpfer, also da zu zeigen,
:lbe am bedeutendsten wird, ist die Projection X a
Taf. 17) der Lagerfuge in Fig. 10 derselben Tafel
gen und in dem Punkte a diejenige Lothrechte a c er-
welche dem gleichnamigen lothrechten Abstande des
Punktes der Lagerfuge von deren tiefstgelegenen Puncte
t. Wird zu der, auf diese angenäherte Weise erhal-
eigung, c X (Fig. 10) der Lagerfuge in X eine zu
male von der Länge der Gewölbdicke errichtet, so ent-
ie Projection b X der Horizontalprojection (Fig. 11)
:en und inneren Begrenzungslinie jener zu den an-
:en Ziegelschichten normalen Stoßflächen. Wird der Ab-
X nach e f in Fig. 11 übertragen, welche in allen
Theilen aus der Verticalprojection, Fig. 8, Taf. 17,
t ist, so ergiebt sich hierdurch der nur an deren
etwas veränderte Steinschnitt der Kämpfer, welcher
Kämpfer, mit Ausnahme jener an den beiden Stirnen,
lothrechte Stirnfläche behalten, der nämliche bleibt.

Austragen der End- und Zwischenkämpfer
- und Laibungskämpfer) des schiefen Brücken-
lbes sammt Bestimmung ihres kleinsten
:allelepipedischen Umschließungskörpers.

α) End- oder Stirnkämpfer.

r in Fig. 8 und 9, Taf. 17, enthaltene Auf- und
ß des vorderen linken Stirnkämpfers liefert nicht
Vertical- und Horizontal-Abmessungen der in Fig. 14,
Taf. 17, enthaltenen perspectivischen Darstellung desselben, son-
dern auch die kleinste rechtwinkelige Basis g h i k (Fig. 9)
und die größte lothrechte Höhe l l′ (Fig. 8) des gleichfalls
in Fig. 14 construirten Umschließungskörpers g g′ h h′ i i′ k k′,
dessen Vorderfläche mit der lothrechten Stirnfläche dieses
Quaders zusammenfällt, während seine lothrechten Seiten-
flächen i i′ g g′ k k′ h h′ und g g′ h h′ seine durch I und I′
(Fig. 9) gehenden lothrechten Kanten enthalten und seine
obere wagrechte Begrenzungsfläche g′ i′ h′ k′, durch jenen höchsten
Punkt l (Fig. 8) geht.

β) Zwischen- oder Laibungskämpfer.

Auch für die in Fig. 15 und 16, Taf. 17, enthaltene
perspectivische Darstellung des dritten linken Zwischenkämpfers
von dessen Rück- und Stirnseite liefern die Figuren 8 und 9
alle nöthigen Vertical- und Horizontal-Abmessungen. Die
kleinste, in Fig. 9 eingetragene, rechteckige Basis m n o p des
parallelipedischen Umschließungskörpers m m′ n n′ o o′ p p′ (Fig.
15 und 16, Taf. 17), sammt der ihm zukommenden Höhe
λ λ′ = l l′ (Fig. 8) bestimmen hierauf dessen sämmtliche Ab-
messungen. Die lothrechte Fläche m m′ o o′ desselben fällt
hiernach mit der Rückenfläche des Kämpfers zusammen, wäh-
rend dessen lothrechte Begrenzungsflächen m m′ n n′, o o′ p p′
und n n′ p p′ (Fig. 15 und 16), beziehungsweise durch die
Kanten m n, o p und den Punkt y der Figur 9 festgelegt
sind und die obere wagrechte Begrenzungsfläche m′ n′ o′ p′
(Fig. 15 und 16) durch den höchsten Punkt λ (Fig. 8) des
Quaders hindurch geht.

Voreinströmung und Vorausströmung bei Schiebersteuerungen, besonders den Coulissensteuerungen.

Von

A. von Borries, Ingenieur in Berlin.

(Hierzu Fig. 18 bis 21 auf Taf. 14).

Einleitung.

t für die Bestimmung der linearen Voreilung und
öffnungswinkels des Schiebers einer Dampfmaschine
ionelle Regel zu gewinnen, wird man sich offenbar
n an die Gestaltung des Indicatordiagrammes halten,
welches über die Wirkung des Dampfes den genauesten Auf-
schluß giebt. Aus der Ueberlegung und praktischen Versuchen
geht dann hinsichtlich der Voreilung die Bestimmung hervor,
daß dieselbe so gewählt sein solle, daß bei der Einströmung
der volle Druck hinter dem Kolben in dem Momente eintrete,

wo sich die Kurbel im todten Punkte befindet, sowie, daß bei der Ausströmung in eben dem Momente die Spannung vor dem Kolben auf ihr niedrigstes Maaß, die normale Blasrohrpressung, gesunken sein soll. Tritt nämlich bei der Einströmung dieser volle Druck eher ein, so entsteht ein Arbeitsverlust; ist derselbe im todten Punkte noch nicht vorhanden, so erreicht er, wenn der Kolben erst einmal in Bewegung ist, nie mehr dieselbe Höhe wie sonst, es entsteht also wieder ein Arbeitsverlust. Ganz ähnlich steht es mit der Ausströmung, wo entweder der Dampf nicht lange genug expandirt, oder der schädliche Vorderdruck zu bedeutend wird. Die Indicatorversuche an Locomotiven von Bauschinger geben für die Wahrheit des Besprochenen die deutlichsten Beweise und haben mich überhaupt erst auf diese Bedingungen geführt; wie denselben gerecht zu werden ist, werde ich nachstehend zu entwickeln versuchen. Es wird sich ergeben, daß die abgeleiteten Resultate geeignet sind, für einen vorgelegten Fall eine Entscheidung der Frage, ob offene oder gekreuzte Excenterstangen bei den Coulissensteuerungen der Locomotiven anzuwenden seien, herbeizuführen, eine Frage, die auf dem Wege der Versuche nie zu lösen gewesen wäre, da es sich um äußerst geringe Abweichungen an einem so complicirten und unübersehbaren Versuchsapparate, wie die Locomotive handelt.

I. Gesetz der Einströmung.

Der Dampf ströme in einen Cylinder, Fig. 18, Taf. 14, vom Querschnitte O ein, dessen Kolben sich im Abstande s vom Deckel befindet. Durch die Einströmungsöffnung vom Querschnitte F strömt in der Zeit dt das Dampfgewicht

$$\mu . w . \delta . F . dt$$

ein, wo w die Geschwindigkeit, δ die Dichtigkeit, dem inneren Drucke p entsprechend, ist. Soll nun der Kolben den Weg ds zurücklegen, um den Druck p constant zu erhalten, so muß sich der Raum um das zugeströmte Volumen vergrößern, also sein:

$$\mu . w . \delta . F dt = O . \delta . ds \text{ oder}$$

$$\mu . w . F . dt = O . ds.$$

Bewegt sich nun der Kolben, bei abgesperrter Oeffnung F, wieder in seine vorige Position, so wird der Dampf von dem Volumen $O.(s + ds)$ auf $O.s$ comprimirt, mithin ist nach dem Mariotte'schen Gesetze, das man hier wohl anwenden kann, die Druckzunahme dp:

$$\frac{p + dp}{p} = \frac{O.(s + ds)}{O.s} \text{ oder}$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{ds}{s}, \; ds = \frac{s.dp}{p},$$

wodurch sich aus der ersten Formel ergiebt:

$$\mu . w . p . F dt = O . s . dp \; . \; . \; . \; . \; (I)$$

Die Zuflußgeschwindigkeit w ist nun nach Redtenbacher:

$$w = \sqrt{\frac{2g}{\beta} \ln \frac{a + p_e}{a + p}},$$

wo p_e der äußere Druck, β und a aber Constanten sind. Setzt man noch

$$\ln \frac{a + p_e}{a + p} = \ln \left(1 + \frac{p_e - p}{a + p}\right) = \text{circa } \frac{p_e - p}{a + p}$$

was hier, da p_e selten $> 2p$ ist, zulässig erscheint, und $\beta(a + p) = \gamma$, so ist wegen der Kleinheit von a gegen p, $\gamma = \frac{p \cdot \gamma_e}{p_e}$, mithin:

$$w = \sqrt{2g \frac{p_e^2 - p \cdot p_e}{p \cdot \gamma_e}} \; . \; . \; . \; . \; (II)$$

Aus den Gleichungen (I) und (II) folgt nun:

$$\mu . F \sqrt{2g \frac{p_e^2 p - p^2 . p_e}{\gamma_e}} \, dt = O . s . dp, \text{ oder:}$$

$$\sqrt{\frac{\gamma_e}{2g(p_e^2 p - p^2 . p_e)}} \, dp = \frac{\mu . F}{O . s} dt, \text{ oder:}$$

$$\frac{dp}{\sqrt{p_e^2 p - p^2 . p_e}} = \frac{\mu . F}{O . s} \sqrt{\frac{2g}{\gamma_e}} \, dt.$$

Da der äußere Druck p_e (im Schieberkasten) als constant anzusehen ist, so stehen auf der rechten Seite der Gleichung außer F nur Constanten; das Integral des Ausdruckes $\frac{dp}{\sqrt{p_e^2 p - p^2 p_e}}$ findet sich durch die Reduction auf die Form $\frac{dx}{m\sqrt{1 - x^2}}$ als

$$\int \frac{dp}{\sqrt{p_e^2 p - p^2 p_e}} = \left| \pm \frac{1}{\sqrt{p_e}} \arcsin \left(2 \frac{p}{p_e} - 1\right) \right..$$

Es ergiebt sich mithin:

$$\left| \pm \frac{1}{\sqrt{p_e}} \arcsin \left(2 \frac{p}{p_e} - 1\right) = \frac{\mu}{O.s} . \sqrt{\frac{2g}{\gamma_e}} \int_0^t F dt. \right.$$

Denn der Abstand s, welcher in dem Falle der Einströmung die Größe des schädlichen Raumes bezeichnet, kann hier wohl als constant betrachtet werden, da der Weg des Kolbens während der Voreinströmung verschwindend klein ist. Die Grenzen des Integrales sind für p der Compressionsdruck p_1 zu Beginn der Voreinströmung und, dem oben Erörterten zufolge, der Druck p_e im Moment der Todtstellung. Daher ist:

$$\pm \frac{1}{\sqrt{p_e}} \left[\arcsin 1 - \arcsin\left(2 \frac{p_1}{p_e} - 1\right)\right] = \frac{u}{O.s} \sqrt{\frac{2g}{\gamma_e}} \int_0^t F dt,$$

hier nur das + Zeichen gelten kann:

$$\frac{\pi}{2} - \arcsin\left(2\frac{p_1}{p_e} - 1\right) = \frac{\mu}{O.s}\sqrt{2g\frac{p_e}{\gamma_e}}\int_0^t F\,dt \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (III)$$

II. Gesetz der Ausströmung.

ist die Sache ziemlich dieselbe wie oben, nur ist) und der Druck p nimmt ab; daher lauten die fferenzialgleichungen hier:

$$\mu.w.\delta_a F\,dt = -O.\delta.ds',$$

Dichtigkeit des Dampfes im Austrittscanale, dem daselbst entsprechend, ist, und

$$\frac{p-dp}{p} = \frac{s'-ds'}{s'}, \text{ oder}$$

$$\frac{dp}{p} = \frac{ds'}{s'}, \; ds' = \frac{s'.dp}{p}.$$

us folgt, da $\delta_a p = \delta p_a$ ist:

$$\mu.p_a.w.F\,dt = -O.s'.dp$$

id s', der in diesem Falle ebenfalls als constant verden kann, weil die Ausströmung erst gegen Ende beginnt, ist, wenn s den schädlichen Raum wie oben bezeichnet und l der Kolbenhub ist:

$$s' = s + l$$

zu setzen, mithin:

$$\mu p_a w.F\,dt = -O(s+l)dp.$$

Setzt man die Ausströmungsgeschwindigkeit wie vorhin in Formel (II)

$$w = \sqrt{2g\left(\frac{p-p_a}{\gamma_a}\right)},$$

so folgt nach einiger Umformung:

$$\frac{dp}{\sqrt{p-p_a}} = -\frac{\mu p_a}{O.(s+l)}.\sqrt{\frac{2g}{\gamma_a}}.F\,dt.$$

Die Integration dieser Gleichung ergiebt:

$$\left|\sqrt{p-p_a} = -\frac{\mu p_a}{2.O(s+l)}.\sqrt{\frac{2g}{\gamma_a}}\int_0^t F.dt.\right.$$

Die Grenzen der Integration sind nach dem Obigen für p der Enddruck p_e der Expansion und der Druck p_a im Austrittscanale im Moment der Todtstellung. Daher ist:

$$\sqrt{p_1 - p_a} - \sqrt{p_e - p_a} = -\frac{\mu p_a}{2.O(s+l)}.\sqrt{\frac{2g}{\gamma_a}}\int_0^t F\,dt \text{ oder}$$

$$\sqrt{p_e - p_a} = \frac{\mu.p_a}{2.O(s+l)}.\sqrt{\frac{2g}{\gamma_a}}\int_0^t F.dt. \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (IV)$$

III. Das Integral $\int_0^t F\,dt$.

ommt in diesem Falle derjenige Werth dieses Inte- Betracht, der zwischen den Grenzen des Beginnes esp. Ausströmung und dem folgenden todten Punkte s hierher gelten alle Formeln ganz allgemein, für on Steuerungen; nun erst kommt die Bewegungs- ier betrachteten Schieber mittelst Excentern oder

bei der Berechnung des Integrales $\int_0^t F.dt$ in

δ der Voreilungswinkel, r der Kurbelradius der rbel, d die Deckung des Schiebers, so ist die Oeff- e des Dampfcanales, wenn die Kurbel vom todten s einen Winkel ω durchlaufen hat:

$$F = b[r\sin(\omega+\delta) - d],$$

wo b die Canalbreite ist. Nennt man die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel c, so ist noch $c.dt = d\omega$, mithin:

$$\int_0^t F\,dt = \frac{b}{c}\int_{-\omega'}^0 [r\sin(\delta+\omega) - d]\,d\omega,$$

wo $-\omega'$ der resp. Voröffnungswinkel ist, bei dem die Ein- resp. Ausströmung beginnt. Die Integration giebt:

$$\int_0^t F\,dt = \frac{b}{c}\,[r(\cos[\delta-\omega'] - \cos\delta) - \omega' d]. \; . \quad (V)$$

Bezeichnet man den Ausdruck in der Klammer mit E, so erhält man mittelst Gleichung (V) aus den Gleichungen (III) und (IV) wenn $-\omega_1$ und $-\omega_2$ die der Ein- und Ausströmung entsprechenden Voröffnungswinkel, d_1 und d_2 die entsprechenden Deckungen sind:

$$\left.\begin{array}{l} \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(2\frac{p_1}{p_e} - 1\right) = \frac{\mu.\sqrt{p_e}}{O.s}.\sqrt{\frac{2g}{\gamma_e}}.\frac{b.E_1}{c} \\ \text{wo} \quad E_1 = r[\cos(\delta-\omega_1) - \cos\delta] - \omega_1 d_1 \end{array}\right\} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (VI)$$

und

$$\left.\begin{array}{l}\sqrt{p_e - p_a} = \dfrac{\mu . p_a}{2 . O(1+s)} . \sqrt{\dfrac{2g}{\gamma_a}} . \dfrac{b . E_2}{c} \\ E_2 = r[\cos(\delta - \omega_2) - \cos\delta] - \omega_2 d_2\end{array}\right\} \ldots \ldots \ldots \text{(VII)}$$

wo

Diese Gleichungen sind die Bedingungsgleichungen dafür, daß die Ein- und Ausströmung in der oben besprochenen Weise erfolge. Dabei ist es principiell gleichgültig, ob die oben benutzte Formel für die Ausströmungsgeschwindigkeit des Dampfes richtig ist oder nicht, jedenfalls ist der Ausdruck

$$\frac{b . E}{O . s . c}$$

gleich einer Function von den Spannungen p_e und p_1 resp. p_a und p_2, die unter sonst gleichen Umständen dieselbe ist. Das Kriterium für die Dimensionen der Steuerung r, d, δ, ω' ist demnach die Größe:

$$E = r[\cos(\delta - \omega') - \cos\delta] - \omega' d,$$

welche ich daher die effective Voreilung nenne, im Gegensatze zu der linearen Voreilung und dem Voröffnungswinkel, die man sonst wohl als maaßgebend für die richtige Wirkung der Steuerung betrachtet hat. Die effective Voreilung ist, wie man sieht, eine lineare Größe und keine Fläche.

Bei dem Trick'schen Canalschieber ist die Einströmungsöffnung F in der ersten Periode der Eröffnung doppelt so groß, als beim gewöhnlichen Schieber, daher hat man hier statt E_1 den Werth $2E_1$ in die Formel (VI) einzuführen. Bei dieser Gelegenheit sei übrigens bemerkt, daß sich das Princip dieses Schiebers durch Anbringung eines zweiten Canales leicht auf die Ausströmung übertragen läßt.

IV. Anwendung auf die Coulissensteuerungen insbesondere der Locomotiven.

Die Gleichungen (VI) und (VII), die man auch schreiben kann:

$$E_1 = \frac{c . O . s}{\mu . b . \sqrt{p_e}} . \sqrt{\frac{\gamma_e}{2g}} . \left[\frac{\pi}{2} - \arcsin\left(2\frac{p_1}{p_e} - 1\right)\right] \ldots \ldots \ldots \text{(VI)}$$

$$E_2 = \frac{2 . c . O . (s+1)}{\mu . b . p_a} . \sqrt{\frac{\gamma_a}{2g}}\left[\sqrt{p_a - p_a}\right] \ldots \ldots \ldots \text{(VII)}$$

geben mir das Mittel an die Hand, die Frage der linearen Voreilung bei den Coulissensteuerungen der Locomotiven für jeden einzelnen Fall zu lösen, mit anderen Worten, zu entscheiden, ob man offene oder gekreuzte Stangen anzuwenden habe, und ob die Steuerungen mit constanter linearer Voreilung wirklich den viel gerühmten Werth besitzen.

Aus den beiden Formeln folgt zunächst, daß bei constanter Geschwindigkeit c und unter sonst gleichen Umständen die effective Voreilung für die Einströmung constant sein soll für jeden Expansionsgrad, daß mithin die Durchmessercurve des Diagrammes (Siehe auch Heft III dieser Zeitschrift) eine Curve constanter effectiver Voreilung, deren Gestalt sich am besten aus der graphischen Darstellung der effectiven Voreilung ergiebt, sein muß.

Graphische Darstellung der effectiven Voreilung. Es sei $\overline{OB} = r$ (Fig. 19) der Durchmesser eines Schieberkreises, dem der Voreilungswinkel $YOB = \delta$ entspricht; die Deckung des Schiebers sei $\overline{OD} = d$, der Voröffnungswinkel $DOG = \omega'$; es handelt sich dann um die Darstellung der Größe:

$$E = r\cos(\delta - \omega') - r\cos\delta - \omega' d.$$

Verbindet man B mit dem Anfangspunkte G der Ein- resp. Ausströmung, so ist Winkel $OBG = \delta - \omega'$, Winkel $OBE = \delta$, also: $\overline{BG} = r\cos(\delta - \omega')$ und $\overline{BE} = r\cos\delta$. Beschreibt man also um B mit dem Radius $= \overline{BE}$ einen Bogen, so schneidet derselbe auf BG das Stück $\overline{bG} = r\cos(\delta - \omega') - r\cos\delta$ ab, von welchem nur noch das Bogenstück $\overline{DG} = \omega' . d$ abzuziehen ist. Zu diesem Zwecke verzeichnet man von D aus die Evolvente des Deckungskreises, die dann auf BG in a die effective Voreilung:

$$\overline{ab} = r\cos(\delta - \omega') - r\cos\delta - \omega' d$$

abschneidet. Der geometrische Ort aller Punkte b, welche dieselbe effective Voreilung besitzen, ist offenbar die durch b gehende Evolvente des Deckungskreises, welche der ersteren parallel ist. Um dann für eine beliebige Tangente Gb des Deckungskreises die dieser Voreilung entsprechenden Durchmesser des Schieberkreises zu finden, ziehe man in b die Tangente bf an die Evolvente, mache $\overline{bf} = \overline{fE}$, so ist der Schnittpunkt B der Normalen in E auf OA und der Tangente Gb, der Endpunkt des gesuchten Durchmessers. Der geometrische Ort der Punkte B für eine constante effective Voreilung ist überhaupt die Curve, deren einzelne Punkte von der Evolvente aus b und der Spiegelrichtung OA gleich weit entfernt sind. Wollte man also eine Steuerung mit constanter effectiver Voreilung herstellen, so müßte diese Curve die Durchmessercurve des Diagrammes sein. Die Curve hat für die eine Drehungsrichtung den in der Figur 19 gezeichneten Verlauf und schneidet die Evolvente und die Richtung

OA im Punkte B_0; für die andere Drehungsrichtung würde ihr eine symmetrisch zu OA gelegene Curve entsprechen, die nur punktirt angegeben ist. Man sieht aus der Gestalt der Curven, daß der Bedingung der constanten effectiven Voreilung für beide Drehungsrichtungen nicht durch eine Coulissensteuerung entsprochen werden kann, da deren Durchmessercurven Parabeln sind; am besten wird man sich derselben durch eine Steuerung mit gekreuzten Stangen nähern.

Da die verschiedenen Umstände, insbesondere die Enddrucke der Expansion und Compression bei verschiedenen Füllungsgraden, doch niemals dieselben sind, so würde auch eine Steuerung mit constanter effectiver Voreilung den Bedingungsgleichungen (VI) und (VII) gar nicht entsprechen; zudem würde man auch für die Einströmung und Ausströmung verschiedene Durchmessercurven erhalten, was nicht realisirbar ist. Die Größe der für einen bestimmten Füllungsgrad anzuwendenden effectiven Voreilung hängt vielmehr von der Construction und Benutzungsweise der betreffenden Maschine ab, wie weiter unten gezeigt werden wird. Dazu ist aber nothwendig, daß man die Größe E für einen gegebenen Fall wirklich berechnen könne, wobei es sich besonders um die numerischen Werthe der Größen μ und γ handelt.

Den Ausflußcoefficienten μ wird man in Anbetracht der langen schmalen Oeffnung, die der Schieber dem Dampfe bietet, wohl $\mu = 0{,}60$ annehmen können, während für den Werth $\gamma = \beta(a + p)$ zur Zeit wohl die Redtenbacher'schen Zahlen $\beta = 0{,}00004713$ und $a = 0{,}3017$ (wenn p in Kilo pr. □^{cm} gegeben) anzunehmen sein dürften, die ja auch für niedere Drucke, also auch für den Austritt des Dampfes, ganz gut stimmen. Leider steht mir zu einer Correction derselben für höhere Drucke von 6—12^k Ueberdruck pr. □^{cm} das erforderliche Material nicht zu Gebote.

Darnach kann man nun unter vorläufiger Annahme der Spannungen p_1 und p_2 den numerischen Werth der effectiven Voreilung

$$E = r[\cos(\delta - \omega') - \cos\delta] - \omega' d,$$

der einem bestimmten Füllungsgrade entsprechen soll, sowohl für die Ein- als Ausströmung berechnen; zur Bestimmung der Dimensionen der Steuerung muß aber noch eine Größe, am besten r, aus dem Ausdruck eliminirt werden. Es ist nun, wie bekannt:

$$d = r\sin(\delta - \omega'),$$

mithin folgt:

$$E = d\left[\frac{\cos(\delta - \omega') - \cos\delta}{\sin(\delta - \omega')} - \omega'\right]. \quad . \quad \text{(VIII)}$$

Wegen der transscendenten Form dieser Gleichung kann man den Werth von ω' nur durch Probiren ermitteln. Indem man so für verschiedene Füllungen die Werthe von E und aus Gl. (VIII) und anderen Beziehungen die Werthe von r und δ berechnete, könnte man die Durchmessercurve Punkt für Punkt berechnen. Dies würde aber wenig nutzen, da die Durchmessercurve der Coulissensteuerungen ihrer Natur nach eine Parabel ist, man sich also begnügen muß, zwei Punkte derselben bestimmen zu dürfen. Man wird dazu zweckmäßig einmal denjenigen Punkt wählen, welcher der größtmöglichsten Füllung des Cylinders, und dann denjenigen, der der Füllung bei normaler Leistung der Maschine entspricht. Für beide wird dann unter Berücksichtigung der stattfindenden Verhältnisse die entsprechende effective Voreilung berechnet und daraus werden entweder durch Rechnung oder durch graphische Construction, die beiden Punkte der Durchmessercurve bestimmt. Durch diese Construction würde man aber jedenfalls für die Ein- und Ausströmung verschiedene Durchmessercurven erhalten; da eine richtige Einströmung indeß jedenfalls von vorwiegender Wichtigkeit ist, so wird man die Durchmessercurve für die Einströmung feststellen und dann die innere Deckung d_2 so bestimmen, daß die Ausströmung möglichst richtig für alle Füllungsgrade wird.

Bei Anwendung der graphischen Construction zeichnet man nach Annahme der Deckung d_1 die Evolventen des Deckungskreises (siehe Fig. 19), welche den aus Formel (VI) berechneten effectiven Voreilungen $E_1 E_1'$ entsprechen, indem man im Punkte D (Fig. 20) normal zu OD die Längen $\overline{Db_1} = E_1$ und $Db_1' = E_2$ aufträgt und durch b_1 und b_1' die Evolventen legt. Construirt man sich nun Stücke der „Curven constanter effectiver Voreilung" für beide Evolventen, so kann man auf diesen, mittelst der Tangente an den Deckungskreis in den Abschnittspunkten H_1 und H_1', die beiden Punkte B_1 und B_1' auffinden, welche den, bei Berechnung von E_1 und E_1' angenommenen Füllungen entsprechen. Will man beide Excenter unter gleichen Voreilungswinkeln aufkeilen, so gelten für den Rückwärtsgang zwei zu OA symmetrisch liegende Punkte, im anderen Falle kann man für den Rückwärtsgang nur noch einen Punkt bestimmen, über dessen Lage unten noch Näheres folgt. Da die effective Voreilung an sich eine sehr kleine Dimension ist, so müssen derartige Constructionen in 2—3 facher natürlicher Größe ausgeführt werden.

Bei der Berechnung mittelst der Formel (VIII) bleibt, weil ω' noch nicht bekannt ist, nichts Anderes übrig, als nach Annahme der Deckung d die Compressionsspannungen p_1 und p_2 sowie die, den angenommenen Füllungen entsprechenden Voreilungswinkel δ, aus einem bereits bestehenden, ohngefähr passenden Diagramme zu entnehmen. Nachdem man so aus Gleichung (VIII) die Winkel ω' gefunden, berechnen sich die entsprechenden Durchmesser der Schieberkreise aus der Formel:

$$r = \frac{d}{\sin(\delta - \omega')}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad \text{(IX)}$$

womit die beiden Punkte B_1 und B_1' der Figur 20 ebenfalls gegeben sind.

Hat man in der angegebenen Weise die beiden Punkte B_1 und B_1' (Fig. 21) bestimmt, so handelt es sich durch beide eine Parabel als Durchmessercurve zu legen, deren Axe OA ist. Zu dem Ende zeichne man eine beliebige Parabel über dieser Axe, deren Punkte b und b′ dieselben Ordinaten wie B_1 und B_1' haben mögen. Dann verhält sich, wie leicht zu beweisen, die Differenz der Abscissen von B_1 und B_1' von den Scheitelpunkten ab gerechnet, zur Abscisse von B_1', wie die Differenz der Abscissen von b und b′ zur Abscisse von b′, womit die Abscisse des Punktes B_1', also die Parabel gegeben ist. Wegen der Flachheit der Parabel wird es indeß meist genügen, durch B_1 und B_1' einen Kreisbogen zu legen, dessen Mittelpunkt auf der Axe OA liegt.

Was den Rückwärtsgang der Maschine betrifft, so hat man bei Tendermaschinen immer zwei zu B_1 und B_1' in Bezug auf OA symmetrisch liegende Punkte zu benutzen, für welchen Fall die obige Aufsuchung der Parabel zunächst nur gilt. Bei den Cursmaschinen kommen aber andere Rücksichten zur Sprache; bei denselben wird der Rückwärtsgang eigentlich nur auf Bahnhöfen und unter Anwendung der größtmöglichsten Füllung benutzt, welchen Bedingungen offenbar eine kleinere effective Voreilung als dem Vorwärtsgange entspricht. Will man gleiche Excentricitäten und eine symmetrische Coulisse anwenden, so muß der Durchmesser $\overline{OB_1''}$ (Fig. 20) des Schieberkreises für den Rückwärtsgang gleich $\overline{OB_1}$ sein; den Punkt B_1'' findet man also als Schnittpunkt der „Curve constanter effectiver Voreilung und eines Bogens, mit dem Radius $= \overline{OB_1}$ um O beschrieben".

Um für diesen Fall die als Durchmessercurve dienende Parabel aufzusuchen, verfährt man wie vorhin, indem man nur als Axe derselben die Richtung OA' nimmt, welche den Winkel $B_1 O B_1''$ halbirt.

Nun handelt es sich noch darum die innere Deckung d_2 so zu berechnen, daß den vortheilhaftesten Ausströmungsverhältnissen thunlichst Genüge geschieht. Zu dem Zwecke berechnet man aus der Gleichung (VII) die effectiven Voreilungen E_2 und E_2', welche den Punkten B_1 und B_1' der Durchmessercurve entsprechen. Da nun

$$d = r \sin(\delta - \omega'), \text{ so folgt:}$$

$$E = r[\cos(\delta - \omega') - \cos\delta - \omega' \sin(\delta - \omega')], \quad (X)$$

aus welcher Gleichung sich die, den Voreilungen E_2 und E_2' entsprechenden Winkel ω_2 und ω_2' ergeben, mittelst deren man, da r und δ für beide Punkte B_1 und B_1' bekannt sind, aus der Gleichung (IX) die entsprechenden Deckungen berechnen kann, zwischen welchen man die wirkliche Deckung annimmt. Die Auffindung einer graphischen Construction für diesen Fall ist mir leider nicht gelungen, allein man kann ja auch auf graphischem Wege probiren, da doch schließlich eine mittlere innere Deckung angenommen wird.

In Kürze zusammengefaßt sind die Operationen bei der Construction einer Steuerung also folgende:

1) Annahme der äußeren Deckung etwa $= 0{,}55$ bis $0{,}60$ der Canalbreite.

2) Berechnung der effectiven Voreilungen für zwei Füllungsgrade des Vorwärtsganges, eventuell noch für den größeren derselben und Rückwärtsgang, nach der Formel (VI).

3) Construction oder Berechnung der zwei, eventuell drei entsprechenden Punkte der Durchmessercurve.

4) Construction oder Berechnung der inneren Deckung aus den nach Gleichung (VII) berechneten effectiven Voreilungen für die beiden Punkte des Vorwärtsganges.

Wie aus der gegebenen Durchmessercurve die Steuerung construirt werden kann, habe ich in dem oben citirten Aufsatze in dieser Zeitschrift bereits näher beschrieben.

Für die erste Anwendung dürfte es sich übrigens empfehlen die ganze Berechnung der Durchmessercurve zweimal zu machen, da die Werthe der Compressionsspannungen p_2 bei der ersten Berechnung abgeschätzt werden müssen. Ob die Steuerung offene oder gekreuzte Stangen erhalten muß, ergiebt sich daraus, ob die Durchmessercurve nach O zu concav oder convex ist.

Die oben erwähnten Verhältnisse, welche bei Berechnung der effectiven Voreilung insbesondere hinsichtlich der Einströmung stattfinden und sich auf den Dienst der betreffenden Maschine beziehen, möchte ich noch an einigen Beispielen erläutern.

1) Schnellzugmaschine für Bahnen im flachen und Hügellande. Bei der an sich bedeutenden Geschwindigkeit dieser Maschinen, den kürzeren und geringeren Neigungen der Bahn, ist es nicht zuläßig, daß die Geschwindigkeit auf den Steigungen abnehme, vielmehr muß man bei abnehmendem Dampfdruck im Kessel dieselbe durch Vergrößerung der Füllung aufrecht erhalten; den Druck kann man ja später auf den Horizontalen oder Gefällen wieder heben. Es ergiebt sich also, daß die Geschwindigkeit bei allen Expansionsgraden nahezu dieselbe ist, so daß die effective Voreilung nach der Formel (VI) bei geringeren Füllungen (wegen der stärkeren Compressionsspannungen) noch kleiner als bei höheren Füllungen ist. Bei diesen Maschinen ergeben sich mithin jederzeit Steuerungen mit gekreuzten Stangen.

2) Güterzugmaschinen für Gebirgsbahnen. Bei diesen Maschinen werden die bedeutenden und langen Steigungen langsam erstiegen, da man ein bedeutendes Sinken des Dampfdruckes aus Sicherheitsgründen nicht dulden kann, während auf den Horizontalen und Gefällen rascher gefahren wird. Da nun nach Formel (VI) die effective Voreilung der Geschwindigkeit der Maschine proportional ist, so erhält man für die geringen Füllungsgrade eine weit größere Voreilung als für die größeren, was einer Steuerung mit con

stanter linearer Voreilung oder gar mit offenen Stangen entsprechen dürfte.

Man kann überhaupt als Regel aufstellen, daß **Maschinen mit großer Geschwindigkeit und gleichförmigerem Widerstande Steuerungen mit gekreuzten Stangen, Maschinen mit geringer Geschwindigkeit und sehr ungleichförmigem Widerstande offene Stangen erhalten sollen.** Nach genauer Prüfung mittelst der Formel (VI) wird man diesen Satz bestätigt finden.

3) Rangirmaschinen. Wenn diese Maschinen nur dem Rangirzwecke dienen, so ist die Anordnung der Steuerung gleichgültig, da auf den Bahnhöfen doch nur die höchsten Füllungsgrade benutzt werden, denen wegen der geringen Geschwindigkeit eine sehr kleine effective Voreilung entspricht. Befördert man aber mit diesen Maschinen zugleich Züge auf Nebenbahnen oder Verbindungsstrecken, so wird für die geringeren Füllungen eine größere effective Voreilung nöthig; es wird sich hier also meistens die Anordnung mit offenen Stangen herausstellen.

Zum Schluß sei noch bemerkt, daß sich die Formeln (VI) und (VII) ebenso gut zur Construction der Steuerungen stationärer Dampfmaschinen benutzen lassen, und daß es nicht schwer fallen dürfte eine Anwendung auf die Coulissensteuerungen der Förder- und Walzenzugmaschinen davon zu machen.

Graphische Berechnung der Dachstühle.

Von

Otto Spieß, Ingenieur in Basel.

(Hierzu Tafel 18 und 19.)

Einleitung.

In dem vorliegenden Aufsatze betrachten wir Constructionen, welche so angeordnet sind, daß die einzelnen Glieder nur in Bezug auf Druck und Zug beansprucht werden, und bei welchen wenigstens ein Paar von Constructionsgliedern vorkommt, die, unter sich in directer Verbindung stehend, von einem Auflager zum Andern reichen.

Constructionen, deren Grundfigur ein Trapez bildet, wie bei den Gitterträgern, oder solche, bei welchen kein durchlaufendes Dreieck, sondern kleinere aneinandergereihte Dreiecke vorkommen, werden in einer zweiten Abhandlung unter der Rubrik „Brücken" behandelt werden.

Wir denken uns alle vorliegenden Constructionen entweder als Gelenke, oder als Seilpolygone; nennen die gedrückten Theile Balken, die gezogenen Seile — die Balken bezeichnen wir mit dicken Strichen —, die Seile mit dünnen.

Von den äußeren Kräften bezeichnen wir die Lasten durchweg mit den Buchstaben P_1, P_2 u. s. f., die entsprechenden Auflagerdrücke mit A_1 und B_1, oder A_2 und B_2, wobei wir gleichzeitig unter A stets das linke und unter B stets das rechte Auflager verstehen. Eine beliebige Kraft P zerlegt sich in die Kräfte a, b, c u. s. f., und es sind sowohl in den Constructionen, als auch in den Schematas, welche die Zerlegungen andeuten, resp. in den Kräftepolygonen für die gleichen Kräfte die gleichen Buchstaben gewählt. —

Die Richtung der von der Belastung herrührenden Kräfte ist durch Pfeile angedeutet und wurden den auf Zug beanspruchten Constructionsgliedern zwei auseinandergehende Pfeile $< a >$ gegeben, welche die Kraft einschließen. In den Kräftepolygonen kann man die Kräfte der Größe nach direct abgreifen. Abweichend von den üblichen Methoden, welche zuerst den Auflagerdruck bestimmen und aus diesem, von Außen nach Innen fortschreitend, die Beanspruchung der einzelnen Constructionsglieder ableiten, verfolgen wir jede einzelne Kraft von Innen nach Außen und erhalten somit den Auflagerdruck erst als letztes Resultat.

Die Kräfte in den einzelnen Constructionsgliedern sind als Summen dargestellt, in welchen sich der Einfluß einer jeden einzelnen Last mit Leichtigkeit erkennen läßt, und es dient demnach diese graphische Methode nicht nur zur Auflösung eines speciellen Zahlenbeispieles, sondern auch zur Auf-

findung des einer jeden Construction zu Grunde liegenden Gesetzes der Kräftevertheilung.

Schließlich benütze ich noch die Gelegenheit, Herrn Prof. Kargl in Zürich meinen besten Dank auszusprechen für die wirkungsvolle Unterstützung, die er mir beim Entstehen dieser Arbeit angedeihen ließ.

Einfache Dachstühle.

§. 1. Erste Methode.

Ein Gelenk MNO wird mit P belastet und horizontal verbunden, damit es sich weder öffnen, noch die Auflager auseinander treiben kann. Die Kraft P_1 zerlegt sich in a_1 und b_1 und diese wiederum in A_1 und B_1 und H. In Figur 1ª, Taf. 18, sind die Zerlegungen vollkommen nach dem Parallelogramm der Kräfte ausgeführt, in Fig. 1ᵇ ist der Kürze halber von jedem Parallelogramm nur die eine Hälfte gezeichnet. Man sieht aus beiden Figuren, daß der Auflagerdruck A_1 mit dem Strebendruck a_1 und dem Horizontalschub H ein Kräftedreieck bildet —, das gleiche gilt von B_1 und b_1 und H. Die gleichen Kräftedreiecke können auch rückwärts erhalten werden aus den Auflagerdrücken, wenn man dieselben zum Voraus kennt.

In Fig. 2ª hängt eine Last P_2 an zwei Seilstücken, — diese suchen die Widerlager nach innen zu ziehen und sind deshalb durch einen Balken versteift, welcher die Horizontalcomponente in sich aufnimmt. Die Kraft P_2 wurde so gewählt, daß der Druck H im Balken eben so groß wurde, wie im vorigen Beispiele die Zugkraft H im Seile. Deshalb wurde die Kraft H aus dem vorigen Beispiele genommen und in die Richtungen a_2 und b_2 und A_2 und B_2 zerlegt Fig. 2ᵇ.

Stellt man die beiden Constructionen auf die gleichen Auflager und vereinigt die sich deckenden Theile, so nehmen die Auflager die Drücke $A_1 + A_2$ und $B_1 + B_2$ auf, die Kräfte a_1 und b_1, sowie a_2 und b_2 bleiben unverändert. Hingegen treten in dem horizontalen Stücke gleich große, aber entgegengesetzte Kräfte auf, die sich aufheben, wodurch das horizontale Stück als unnütz erkannt werden kann; da die Widerlager von dem Seile ebenso stark nach Innen gezogen, als durch die Balken nach Außen geschoben werden. Wir erhalten für diesen Fall die Kräftezerlegung, indem wir die Fig. 1ᵇ und 2ᵇ an einander rücken zu Fig. 3ᵇ. Diese Fig. 3ᵇ können wir nun umbilden, indem wir die Kräfte so an einander setzen, daß sich A_1 und A_2 und sodann B_2 und B_1 folgen Fig. 3ᶜ; es wird hierdurch weder an der Größe, noch an der Richtung der Kräfte etwas verändert, hingegen erkennt man, daß die Auflagerdrücke $A = A_1 + A_2$ und $B = B_1 + B_2$ aus den Kräften a_1 und a_2 und b_1 und b_2 entstanden sind, oder umgekehrt die Kräfte a_1 und a_2 2c. aus den Auflagerdrücken. Bis jetzt wirken die Kräfte P_1 und P_2 getrennt, die eine am oberen, die andere am unteren Knotenpunkte. Will man dieselben gemeinschaftlich von oben wirken lassen, als $P_1 + P_2 = P$, so muß für ein Verbindungsstück gesorgt werden, welches den Antheil P_2 nach abwärts überträgt — Fig. 4ª. Sollen beide Kräfte als $P_1 + P_2 = P$ vom unteren Knotenpunkte herwirken, so muß ein Seil eingeschaltet werden, welches einen Antheil P_1 nach oben überträgt — Fig. 4ᵇ —, also je nachdem die ganze Kraft P oben, oder unten befestiget ist, wird das verticale Verbindungsstück entweder mit P_2 gedrückt, oder mit P_1 gezogen, währenddem die seitlichen Kräfte stets unverändert bleiben.

Wir gingen hier von einer beliebigen Kraft P_1 aus — suchten eine Kraft P_2, welche von unten wirkend mit der ersteren einen gleichen Horizontalschub erzeugt — vereinigten dann die beiden Kräfte zu einer einzigen Kraft P und erhielten hierdurch nach und nach die Kräftezerlegung für die Kraft P. Nun sind wir im Stande, wenn die Kraft P gegeben ist, direct deren Zerlegung vorzunehmen. Man macht $M'R' = P$, siehe Fig. 3ᶜ, ziehe $M'N'$ und $N'R'$ parallel zu MN und NO; hierauf $N'T$ senkrecht zu $M'R'$ und dann aus T die Linien VT und WT parallel zu MF und FO. Hieraus erhält man dann die Kräfte $M'V = a_1$, $VT = a_2$; $WT = b_2$ und $WR_1 = b_1$; ferner $M'T = A_1 + A_2 = A$ gleich dem Auflagerdruck nach links und $TR_1 = B_1 + B_2 = B$ gleich dem Auflagerdruck nach rechts. In Fig. 4ª sind a_1 und b_1 und P_2 Druckkräfte. a_2 und b_2 Zugkräfte; wobei $P_2 = A_2 + B_2$. In Fig. 4ᵇ sind a_1 und b_1 Druckkräfte, a_2, b_2 und P_1 Zugkräfte, wobei $P_1 = A_1 + B_1$.

Der einfache Polonceau-Dachstuhl.

Wir belasten ein einfaches Gelenk, Fig. 5ª, Taf. 18, wieder mit einer Kraft P_1, die nach abwärts wirkt, und machen die zugehörige Zerlegung, Fig. 5ᵇ; das Horizontalseil mit einer Kraft H' aus einander gezogen, die Streben mit a_1 und b_1 gedrückt und die Auflager mit A_1 und B_1 belastet, wie Fig. 5ᵇ angiebt.

Ferner ziehen wir mit einer gleich großen Kraft P_1 an einem Seile nach aufwärts, Fig. 6ª, und machen die Zerlegung, Fig. 6ᵇ. In diesem Falle, Fig. 6ª, erleiden die Seile die Zugkräfte a_2 und b_2, die Horizontalverspannung wird mit H'' zusammengepreßt und die Auflager werden in die Höhe gezogen mit den Kräften A_2 und B_2, siehe Fig. 6ᵇ. Wir haben die Absicht, die beiden Constructionen zusammen zu fügen, um Fig. 8ª entstehen zu lassen, in welcher die Horizontalverbindung fehlt. Da aber der Horizontaldruck H'' in Fig. 6ª größer ist, als der Horizontalzug H' in Fig. 5ª, so suchen wir noch eine dritte Kraft P_3, deren Horizontalzug H''' so groß ist, daß H' + H''' zusammen H'' ergeben. Es wurde

- $H' = H'''$ gebildet und dazu a_3, b_3, A_3, B_3
sucht, wie Fig. 7^b zeigt. Stellt man nun die drei
nen Fig. 5^a, Fig. 6^a und Fig. 7^a zusammen zu
nd vereinigt die sich deckenden Glieder, so herrschen
rizontalen Gliede gleich große, aber entgegengesetzt
räfte H'' als Druck und $H' + H''' = H''$ als
lich kann dieser Theil entfernt werden, und es
den Streben die Kräfte $a_1 + a_3$; $b_1 + b_3$, in
ngen die Kräfte a_2, b_2 und P_1 und die Auflager-
$= A_1 + A_3 - A_2 = A_3$ und $B = B_1 +$
$= B_3$; da A_1 und A_2, sowie B_1 und B_2 gleich
entgegengesetzt sind, so bleiben als wirkliche Auf-
nur die von P_3 herrührenden Componenten A_3

findet die Zerlegung für die vereinigte Construc-
m man die Fig. 5^b, 6^b und 7^b zur Fig. 8^b ver-

t die äußere Belastung P_3 gegeben ist, wie es in
vorkommt, so können wir nun die Zerlegung auch
nehmen. Man mache $FG = P_3$, siehe Fig. 8^b
FR und RG parallel zu MN und NQ und be-
n Punkt E, indem man RE senkrecht auf FG
s E zieht man die Linien EN und EK parallel
nd NQ, sowie aus Punkt R die Linien RN und
llel zu MO und OQ.
urch erhält man $RF = a_3$; $RG = b_3$; RN
$K = b_2$; $EN = a_1$, $EK = b_1$ und $NK = P_1$.
aber auch im Stande, die Summen $a_1 + a_3$ und
direct darzustellen, indem wir RN' und K'R pa-
EN und EK ziehen, dann wird $FN_1 = a_1 + a_3$
$= b_1 + b_3$. Verbindet man K' mit E und
, so wird $N'E = RN = a_2$ und $K'E = RK$
Somit erhalten wir endlich folgendes einfache Ver-

e $FG = P_3$, ziehe die Strahlen FRN' und
arallel zu MN und NQ, bestimme den Schnitt-
dann RE senkrecht auf FG, aus E ziehe nun
len EK' und EN' parallel zu OQ und MO und
K_1 mit N'.
Fig. 10^a und 10^b ist derselbe Dachstuhl symmetrisch
so wie er in der Praxis vorkommt, und dürfte
ung ohne weitere Erklärung nun verständlich sein.
dem einfachen Polonceau-Dachstuhle kann man
Zugstangen durchschneiden und ein neues Dreieck
Fig. 9^a, das heißt: anstatt a_2 kann man nehmen
, anstatt b_2 die Kräfte d_2 und f_2, anstatt P_1 die
und d_2 wie Fig. 9^b zeigt. Nimmt man aus
as Dreieck RNK heraus als Fig. 9^b, so zerfällt
a_2 in $RW = f_2$ und $NW = c_2$; ebenfalls
b_2 in $RW = f_2$ und $WK = d_2$. Beim sym-
Dachstuhle werden natürlich c_2 und d_2 gleich groß.

§. 2. Die einfachen Dachstühle.

Zweite Methode.

Zwei gleich große Kräfte, die in einer geraden Linie liegen und entgegengesetzte Richtungen haben, heben sich vollständig auf, d. h. sie sind im Gleichgewicht. Schaltet man zwischen zweien solcher Kräfte irgend welche Verbindung ein, wie z. B. die Figuren 12^a bis 15^a, so treten in denselben wohl Druck- und Zugkräfte auf, hingegen äußern dieselben nach gar keiner Richtung eine Tendenz zum Drehen, oder Fortbewegen, d. h. sie bleiben in jeder gegebenen Lage in Ruhe.

Es erzeugt die horizontal gedachte Kraft H in den Figuren 12^a und 13^a die Zugkräfte a_2 und a_3, b_2 und b_3, sowie die Druckkräfte c_2, wie aus den Fig. 12^b und 13^b zu entnehmen ist. Ebenso erzeugt H in Fig. 14^a die Druckkräfte a_2 und b_2 und die Zugkräfte a_3, b_3 und c_2, siehe Fig. 14^b. In Fig. 15^a erzeugt H die Druckkräfte a_2 und b_2 und die Zugkräfte a_3, b_3, c_2, d_2 und e_2, siehe Fig. 14^b und 15^b.

Belastet man nun eine einfache Gelenkverbindung, Fig. 11^a, mit einer Kraft P, so erzeugt dieselbe in dem horizontalen Zugbande zwei nach entgegengesetzten Richtungen wirkende Kräfte H, welche in einer geraden Linie liegen und gleich groß sind. Anstatt dieses Zugbandes MN setzen wir nach einander die Figg. 12^a bis 15^a ein und erhalten die Figuren 17^a bis 20^a. Gleichzeitig tragen wir in den Kräftezug Fig. 11^b die Kräftezüge Fig. 12^b bis Fig. 15^b ein und erhalten die Figuren 17^b bis 20^b. In allen vier Fällen sind stets A_1 und B_1 die Auflagerdrücke, die einzig von P herrühren.

Figur 17 stellt einen ganz allgemeinen Fall dar, der nur aufgenommen wurde, weil er das Princip dieses Verfahrens deutlich vorführt. Er entsteht, wenn man das Seil MN in Fig. 11^a durch die Fig. 12^a ersetzt.

In Fig. 18^a, welche aus 11^a und 13^a entstanden ist, vereinige man die sich deckenden Constructionstheile; in MO und NO decken sich Druck und Zug resp. Seil und Balken; folglich herrscht darin die Differenz zwischen Druck- und Zugkraft d. h. $a_1 - a_2$ und $b_1 - b_2$, während in den anderen einfachen Constructionsgliedern die einfachen Kräfte a_3, b_3 und c_2 herrschen. Vergleicht man die Figur 18^b mit Fig. 3^c, so erkennt man leicht die Uebereinstimmung. Durch Deckung von Fig. 11^a mit 14^a entsteht 19^a. Da in den zusammenfallenden Theilen beiderseits Druck herrscht, so haben wir in den vereinigten Theilen die Summe der Drücke, oder $a_1 + a_2$ und $b_1 + b_2$. Die zugehörige Kräftezerlegung, Fig. 19^b, welche durch Deckung von 11^b und 14^b entstanden ist, zeigt

vollkommen Uebereinstimmung mit Fig. 8[b]. Ebenso entsteht Fig. 20[a] durch Deckung von Fig. 11 und Fig. 15.

Nach diesen allgemeinen Fällen, welche nur einen theoretischen Werth haben, folgen die symmetrischen Dachstühle, Fig. 16[a] und Fig. 21[a], bei welchen wir die Substitutionsfiguren dieses Mal nicht extra gezeichnet haben, und es dürften deren Kräftepolygone 16[b] und 21[b] ohne Weiteres verständlich sein, da sie sich von der vorhergehenden nur durch ihre Symmetrie unterscheiden.

§. 3. Die zusammengesetzten Dachstühle.

Wir nehmen zwei einfache Dachstühle mit horizontaler Zugstange, belasten den ersten, Taf. 19, Fig. 1[c] mit P_1, den zweiten Fig. 1[b] mit P_2 und erhalten in denselben die Kräfte a_1 und b_1 nebst A_1 und B_1, sowie a_2 und b_2 nebst A_2 und B_2. Wir belasten einen dritten symmetrischen Dachstuhl Fig. 1[a] mit den Kräften $P_3 + B_1 + A_2$, so entstehen in ihm die Kräfte a_3 und b_3 und die Auflagerdrücke A_3 und B_3.

Nun stellen wir auf ein und dieselben Widerlager die Dachstühle Fig. 1[a], 1[b] und 1[c]. Indem wir die aneinanderstoßenden Enden der kleinen Dachstühle an dem Knotenpunkte des großen aufhängen und diesen hierdurch mit $B_1 + A_2$ belasten, so entstehen in den vereinigten Stücken die Kräfte $a_1 + a_3$, $b_1 + b_3$, $a_2 + a_3$ und $b_2 + b_3$; ferner in den einfachen Gliedern die Kräfte a_1 und a_2 und in der verticalen Hängestange der Zug $B_1 + A_2$ und über den Auflagern die Drücke $A_1 + A_3$ und $B_2 + B_3$, die horizontale Kraft im unteren Knotenpunkte selbst ist b_3, wie man aus Fig. 1[a] leicht ersehen kann.

Wie man die einzelnen Kräfte findet, ist nach dem Früheren zur Genüge bekannt.

Der deutsche Dachstuhl.

Wir nehmen zwei kleine Dachstühle, Fig. 2[c] und Fig. 2[b], belasten dieselben mit P_1 und P_2 und erhalten die inneren Kräfte a_1, d_1, c_1, a_2, d_2, c_2, sowie die Auflagerdrücke A_1 und B_1, sowie B_2 und A_2. Darauf belasten wir den einfachen Polonceau-Dachstuhl, Fig. 2[a], mit den Lasten $P_3 + B_1 + A_2$, dann entstehen in demselben die inneren Kräfte a_3, b_3 und c_3 nebst den Auflagerdrücken A_3 und B_3. Vereinigen wir die drei Constructionen zu Fig. 2[a], indem wir die aneinander stoßenden Enden der kleinen Dreiecke am Giebel des großen aufhängen, — und verbinden die sich deckenden Stücke untereinander, so erhalten wir in der linken Strebe oben die Kraft a_3, unten $a_1 + a_3$, in der rechten Strebe oben a_3, unten $a_2 + a_3$, in den unteren Zugstangen links $c_1 + c_3$ und rechts $c_2 + c_3$, in der verticalen Zugstange $b_3 + B_1 + A_2$, in dem horizontalen Druckbalken die Kräfte d_1 links und d_2 rechts. Im Knotenpunkte, wo d_1 und d_2 zusammenstoßen, herrscht gar keine horizontale Kraft, was aus der Art der Zusammenhängung verständlich wird. Die Auflagerdrücke sind $A_1 + A_3$ und $B_2 + B_3$.

Wenn die drei Kräfte gleich werden, nämlich $P_1 = P_2 = P_3$, so wird $A_1 = B_2 = A_2 = B_1$ und $a_1 = a_2 = d_1 = d_2$.

Die Fig. 2[e] giebt die Zerlegung für jedes der kleinen Dreiecke. Die specielle Zerlegung für Fig. 2[e] wurde für dieses Mal nicht gezeichnet.

Der englische Dachstuhl mit verticalen Hängestangen.

Das Dreieck DEF steht links auf einem Auflager, Fig. 3[a], und ist rechts vertical aufgehängt. Auf demselben ruht die Kraft P_3, in demselben hängt das mit Kraft P_2 belastete Dreieck DGH, welches mit seiner linken Seite ebenfalls auf dem Auflager ruht. Endlich hängt in diesem das noch kleinere Dreieck DJK; dieses ist mit der Kraft P_1 belastet und steht links ebenfalls auf.

Die Kraft P_1 zerlegt sich in a_1 und b_1 als Druck und c_1 als Zug und in die Auflagerdrücke A_1 und B_1. Dieses zeigt Fig. 3[c]. Die Last $B_1 + P_2$, siehe Fig. 3[d], zerlegt sich in a_2, b_2, c_2; A_2 und B_2. Die neue Last $B_2 + P_3$, siehe Fig. 3[e], zerlegt sich in a_3, b_3, c_3 und A_3 und B_3; auf das Auflager drückt demnach $A_1 + A_2 + A_3$; am letzten Seile hängt B_3. Macht man eine der Kräfte, etwa P_1, oder P_2, oder P_3 gleich Null, oder hängt man nur die Last P_2 ein, so kann man leicht die Veränderungen beurtheilen.

Um den Verlauf einer einzelnen Kraft zu verfolgen, z. B. von P_1, macht man erst die Zerlegung, Fig. 3[c], entnimmt hieraus die Größe B_1 und zerlegt solche weiter.

Macht man die inneren Dreiecke derart, daß sie mit den äußeren zur Deckung gelangen, so entsteht Fig. 3[b], für welchen Fall speciell die Figuren c bis e gelten, indem Fig. 3[a] nur den Zweck hat, den Verlauf einer jeden Kraft vor Augen zu führen.

Vereinigt man die sich deckenden Theile, so summiren sich auch die darin herrschenden Kräfte, sowie sie in der Figur eingeschrieben sind. Der Kürze halber wurden für die Kräftesummen einzelne Buchstaben gesetzt, wie z. B. $C = a_1 + a_2 + a_3$ oder $D = a_2 + a_3$, und es sind in Fig. 4 zwei vertical aufgehängte Träger dargestellt, die mit P_1, P_2 und P_3, sowie mit P_5, P_6, P_7 belastet sind und worin die inneren Kräfte in der abgekürzten Weise eingeschrieben sind.

In Fig. 3[f] wurden die Fig. 3[c], 3[d] und 3[e] aneinander angereiht und man kann daselbst die Größen $C = a_1 + a_2 + a_3$, oder $F = c_1 + c_2 + c_3$ u. s. f. unmittelbar abgreifen, oder auch leicht berechnen. Belastet man nun einen einfachen Polonceau-Dachstuhl, Fig. 4[c], mit den Kräften $P_4 + B_3 + A_5$, so entstehen in demselben die in-

neren Kräfte a_4, b_4 und c_4 nebst den Auflagerdrücken A_4 und B_4.

Hängt man nun die Figg. 4^a und 4^b in 4^c, so wirken auf denselben von außen her P_4, von innen $B_3 + A_5$, und es entstehen in dem vollständigen Dachstuhle Fig. 4^d die eingeschriebenen Kräfte. Für Fig. 4^e wurde dieses Mal die Zerlegung nicht speciell gezeichnet, sondern die Kräfte direct angeschrieben.

Für den Fall, daß die rechte Seite ebenso belastet ist, wie die linke, wenn nämlich $P_1 = P_7$; $P_2 = P_6$ und $P_3 = P_5$, so wird auch $B_3 = A_5$ und folglich $P_4 = B_3 + A_5 = P_4 + 2B_3$.

In Figur 3^f ist für diesen letzteren Fall auch noch die Zerlegung für Fig. 4^c angehängt, so daß man darin die Summen wie $C + a_4 = a_1 + a_2 + a_3 + a_4$ oder wie $F + c_4 = c_1 + c_2 + c_3 + c_4$ auf einmal abgreifen kann. Wegen Platzmangel konnte die untere Hälfte der Zerlegung nicht eingezeichnet werden.

Man erkennt erstens, daß das Maximum aller Kräfte eintritt, wenn alle Knotenpunkte belastet sind, und zweitens, was geschehen wird, wenn nur einzelne Theile belastet werden. In einer der folgenden Aufgaben, Fig. 8, ist die einseitige Belastung eines complicirten Dachstuhles durchgeführt.

Der französische Dachstuhl.

In Fig. 5^a stützen wir einen geneigten Balken links auf ein Auflager und hängen ihn am rechten Ende auf. An den Balken hängen wir ein Seil, in welches wir ein belastetes Gelenk stellen; links ruht dieses Gelenk auf dem Auflager. Das Seil ist zu gleicher Zeit im Knotenpunkte O an der Strebe befestiget, so daß sich das Gelenk nicht öffnen kann. Die Last P_1 zerlegt sich direct in a_1 und b_1, hierauf b_1 in c_1 und d_1, ferner zerfällt d_1 in den rechten Auflagerdruck B_1 und in den Strebendruck f_1, der Zug c_1 zerlegt sich in den Auflagerdruck A_1 und den Strebendruck $r_1 = a_1 + f_1$, demnach erhalten wir in Fig. 5^b die eingeschriebenen Kräfte. Da wir in der Folge Combinationen mit dieser Figur vornehmen werden, so sei ein für allemal voraus bemerkt, daß wenn P_n die angreifende Last ist, wir folgende Bezeichnung consequent durchführen werden:

Die Kraft im oberen Strebenstücke sei F_n ⎫ als
im unteren „ „ $a_n + f_n$ ⎬ Druck-
in der Zwischenstrebe „ b_n ⎭ kräfte,

ferner in den Zugstangen seien c_n und d_n die Kräfte und endlich A_n der linke und B_n der rechte Auflagerdruck.

Nun belasten wir die beiden schiefen Träger, Fig. 6_a und Fig. 6_b, mit den Lasten P_2 und P_1 und schreiben die inneren Kräfte an, die wir aus den Polygonen, Fig. 6^e und Fig. 6^f, finden. Dann entnehmen wir aus den obengenannten Figuren die Größen B_1 und A_2 und bilden mit der neuen Kraft P_3 die Summen $P_3 + B_1 + A_2$. Diese neue Last bringen wir auf den schiefen Träger, Fig. 6^c, machen die Zerlegung, Fig. 6^g, und schreiben die Kräfte f_3, c_3, b_3 u. s. w. ein.

Wenn man nun anstatt der Lasten B_1 und A_2 die zwei kleinen Träger in den größeren einhänget, so wird an dem Sachverhalte nichts geändert. Vernietet man die sich deckenden Theile unter einander, so vereinigen sich auch die darin herrschenden Kräfte und man ist im Stande, sämmtliche Kräfte einzuschreiben. Es wird dann unter Anderem der linke Auflagerdruck gleich $A_1 + A_3$, der rechte $B_2 + B_3$.

Wenn man die Strebe b_3 nun senkrecht auf die Mitte des schiefen Balkens stellt — den schiefen Träger also symmetrisch baut, so werden die Kräfte c_1 und d_1 gleich groß; ebenso wird $A_1 = B_1 = \frac{P}{2}$ und $P_3 + B_1 + A_2 = 2P$. Demnach erhalten wir in beiden kleinen Trägern die Kräfte $a_1 + f_1$, f_1, b_1 und c_1, sowie in dem großen Träger die Kräfte $a_3 + f_3 = 2(a_1 + f_1)$, $c_3 = 2c_1$, $b_3 = 2b_1$; $d_3 = 2c_1$ —, endlich in der Zusammenstellung, Fig. 7^a und Fig. 7^b die eingeschriebenen Größen. Die Auflagerdrücke links und rechts werden für jeden Träger $= \frac{3}{2}P$.

Belastet man endlich den Dachstuhl, Fig. 7, mit einer Last $P + 2 \times \left(\frac{3}{2}P\right) = 4P$, so entstehen in demselben die bereits wiederholt vorgeführten Kräfte g, h, m und n. Stellt man die drei Figuren 7^a, 7^b und 7^c so zusammen, daß in der Figur 7^c anstatt dem Kraftantheil 3P die beiden Träger eingehängt sind, so entsteht Fig. 7^d, welche nun ohne weitere Erklärung verständlich sein dürfte.

Es sei nun zum Schlusse dieses Capitels der gleiche Dachstuhl nur einseitig belastet, so wie Fig. 8^e zeigt.

Man denke sich denselben aufgelöst in die Figuren 8^b, 8^c und 8^d und lasse P auf Fig. 8^b einwirken. Es treten darin die Kräfte $a_1 + f_1$; f_1; b_1 und c_1 auf nebst $A_1 + B_1$, siehe Fig. 8^f. Man entnehme aus Fig. 8^f die Kraft A_1 und belaste damit Fig. 8^e, zerlege A_1 nach Fig. 8^g und schreibe die Kräfte $a_2 + f_2$ u. s. f. ein.

Ferner belaste man Fig. 8^d mit $B_1 + B_2$ (in diesem Falle ist $B_1 + B_2 = \frac{P}{2} + \frac{P}{4} = \frac{3}{4}P$) und bestimme die Kräfte g, m und n. Hängt man nun die drei Figuren in der bekannten Weise zusammen, so erhält man sämmtliche inneren Kräfte. Dabei wird man bemerken, wenn man Fig. 8^e mit Fig. 7^d vergleicht, in welchen Gliedern eine Abnahme an Belastung stattgefunden hat. Die Glieder EF; J′K′, J′G′, H′G′, G′E′ und E′F′ werden gar nicht in Anspruch genommen und können unbeschadet des Gleichgewichtes gänzlich herausgenommen werden; und auf der ganzen rechten Seite herrschen nur die einfachen Kräfte aus Fig. 8^d

als m_1, g_1. Man ist also mit Hilfe dieser Methode bei einiger Uebung im Stande, den Verlauf einer einzelnen Kraft durch die ganze Construction sofort zu erkennen und mit Hilfe zweier kleinen Zerlegungen auch die Beanspruchungen ihrer Größe nach anzugeben.

Bestimmt man mit Hilfe der Trigonometrie die Gr a, b, f u. s. w. aus den sehr einfachen Kräftepolygonen findet man auf spielende Weise auch die mathematischen drücke für jede Kraft, was wir hier der Kürze halber u lassen haben.

Ueber die Inanspruchnahme

der

die beiden Dachbinderhälften eines französischen Dachstuhles v bindenden Horizontalstangen

bei Nichtaufhängung derselben durch eine verticale am First befestigte Hängestan mit Rücksicht auf das Eigengewicht der Horizontalstange.

Von

J. Schmidt,

Assistent an der höheren Gewerbschule in Chemnitz.

Bei dem Auftriebe 2G eines Dachbinders ist die Horizontalkraft H gegeben durch die Momentengleichung in Bezug auf die Firstlinie als Drehaxe bei den Bezeichnungen der nebenstehenden Skizze 1:

$$Hh = Gg, \text{ daher}$$

$$H = G\left(\frac{g}{h}\right). \quad . \quad (1)$$

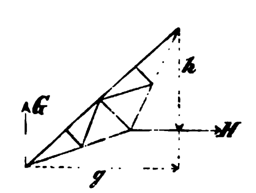


Fig. 1.

Diese Kraft beansprucht indeß die horizontale Spannstange nicht allein, sondern wird solche auch durch ihr Eigengewicht angespannt. Zur Beurtheilung der auf diese Weise erzeugten Vergrößerung der Querschnittsspannungen hat man zunächst die Durchbiegungsweise dieser Stange zu erörtern. Nun ist aber allgemein, wenn man vorläufig die Durchbiegungscurve als eine Parabel zweiten Grades ansieht (Kettenlinie mit constanter Belastung der Horizontalprojection), das biegende Moment M, bei dem Eigengewicht q der Längeneinheit der Stange und bei den Bezeichnungen der Fig. 2,

$$M = ql.x - qx.\frac{x}{2} - Hy,$$

wenn man die Drehungsrichtung des Uhrzeigers als die sitive ansieht, oder da bei einer Parabel ist:

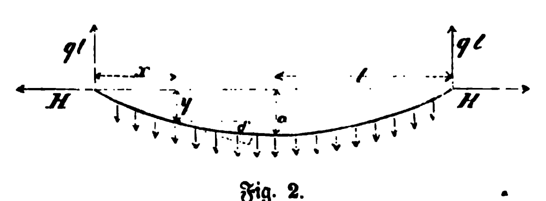


Fig. 2.

$$a - y = a\left(\frac{l - x}{l}\right)^2$$

also

$$y = a\left(1 - \frac{(l - x)^2}{l^2}\right)$$

$$= \frac{a}{l^2}(2lx - x^2),$$

$$M = \frac{q}{2}(2lx - x^2) - H\frac{a}{l^2}(2lx - x^2)$$

$$M = \left(\frac{q}{2} - H\frac{a}{l^2}\right)(2lx - x^2). \quad . \quad .$$

Bezeichnet man nun mit W das Trägheitsmoment

Stangenquerschnittes für die neutrale Axe desselben, mit E den Elasticitätsmodul des Stangenmaterials und mit δ den Neigungswinkel der Durchbiegungscurve gegen die Horizontale an der Stelle x, so hat man nach den Gesetzen der Mechanik:

$$-\cos\delta \,.\, d\delta = \frac{M\,dx}{WE}$$

und demnach, da hier für $x = l$, $\delta = 0$ ist, für einen constanten Stangenquerschnitt

$$\sin\delta = \frac{1}{WE}\int_{x=x}^{x=l} M\,.\,dx,$$

und setzt man in dieser Gleichung für $\sin\delta$, $\operatorname{tg}\delta = \frac{dy}{dx}$, so hat man auch, da für $x = 0$, $y = 0$ ist,

$$y = \frac{1}{WE}\,.\int_{x=0}^{x=x}\Big\{\int_{x=x}^{x=l}[M\,.\,dx]\Big\}. \;.\; .\; .\; . \quad (3)$$

Setzt man nun in diese Gleichung obigen Werth für M ein, so ist weiter

$$y = \frac{1}{WE}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right).\int_{x=0}^{x=x}\Big\{\int_{x=x}^{x=l}[(2lx - x^2)\,dx]\Big\}dx$$

$$= \frac{1}{WE}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right).\int_{x=0}^{x=x}\Big\{2l\frac{l^2 - x^2}{2} - \frac{l^3 - x^3}{3}\Big\}dx.$$

$$y = \frac{1}{WE}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right)\Big\{l\left(l^2 - \frac{x^2}{3}\right) - \frac{1}{3}\left(l^3 - \frac{x^3}{4}\right)\Big\}x \;.\;.\;.\;.\;.\;.\;.\;. \quad (3^*)$$

und für $x = l$ geht y in a über

$$a = \frac{1}{WE}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right)\Big\{\frac{2}{3}l^3 - \frac{1}{4}l^3\Big\}l$$

$$= \frac{5}{24}\frac{ql^4}{WE} - \frac{5Hl^2}{12WE}a,$$

$$a\left(1 + \frac{5}{12}\frac{Hl^2}{WE}\right) = \frac{5}{24}\frac{ql^4}{WE}.$$

Daher

$$a = \frac{\frac{5}{24}\frac{ql^4}{WE}}{1 + \frac{5}{12}\frac{Hl^2}{WE}} = \frac{\frac{5}{24}\frac{ql^4}{WE}}{1 + 0{,}417\frac{Hl^2}{WE}} \;.\;. \quad (4^*)$$

Es läßt sich indeß noch eine Correctur dieses Werthes vornehmen, wenn man den Werth 3*) von y in die zuerst für M aufgestellte Gleichung und den auf diese Weise erhaltenen neuen Momentenwerth in Gleichung (3) einführt. Man hat so auch

$$y = \frac{1}{WE}\int_{x=0}^{x=x}\Big\{\int_{x=x}^{x=l}\Big[\frac{q}{2}(2lx - x^2) - \frac{H}{WE}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right)\left(l\left(l^2x - \frac{x^3}{3}\right) - \frac{1}{3}\left(l^3x - \frac{x^4}{4}\right)\right)\Big]dx\Big\}\,dx,$$

$$= \frac{1}{WE}\int_{x=0}^{x=x}\Big\{\frac{q}{2}\left(2l\frac{l^2 - x^2}{2} - \frac{l^3 - x^3}{3}\right) - \frac{H}{WE}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right)\left(l\left(l^2\frac{l^2 - x^2}{2} - \frac{l^4 - x^4}{12}\right) - \right.$$
$$\left.\frac{1}{3}\left(l^3\frac{l^2 - x^2}{2} - \frac{l^5 - x^5}{20}\right)\right)\Big\}\,dx,$$

$$= \frac{1}{WE}\Big\{\frac{q}{2}\left(l\left(l^2 - \frac{x^2}{3}\right) - \frac{1}{3}\left(l^3 - \frac{x^3}{4}\right)\right) - \frac{H}{WE}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right)\left(\frac{1}{2}\left(l^2\left(l^2 - \frac{x^2}{3}\right) - \frac{1}{6}\left(l^4 - \frac{x^4}{5}\right)\right) - \right.$$
$$\left.\frac{1}{6}\left(l^3\left(l^2 - \frac{x^2}{3}\right) - \frac{1}{10}\left(l^5 - \frac{x^5}{6}\right)\right)\right)\Big\}\,x,$$

also für $x = l$

$$a = \frac{1}{WE}\Big\{\frac{q}{2}\left(\frac{2}{3}l^3 - \frac{l^3}{4}\right) - \frac{H}{WE}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right)\left(l\left(\frac{l^4}{3} - \frac{l^4}{15}\right) - \frac{1}{3}\left(\frac{l^5}{3} - \frac{l^5}{24}\right)\right)\Big\}\,l$$

$$= \frac{1}{WE}\Big\{\frac{5}{24}ql^3 - \frac{H}{WE}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right)l^5\left(\frac{4}{15} - \frac{7}{72}\right)\Big\}\,l$$

$$= \frac{5}{24}\frac{ql^4}{WE} - \frac{61}{360}\frac{Hl^6}{(WE)^2}\left(\frac{q}{2} - \frac{Ha}{l^2}\right)$$

$$= \frac{5}{24}\frac{ql^4}{WE} - \frac{61}{720}\frac{Hql^6}{(WE)^2} + \frac{61}{360}\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)^2 a, \text{ daher}$$

$$a\left(1 - \frac{61}{360}\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)^2\right) = \frac{5ql^4}{24WE}\left(1 - \frac{61}{150}\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)\right), \text{ und}$$

$$a = \frac{5ql^4}{24WE}\left[\frac{1-\frac{61}{150}\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)}{1-\frac{61}{360}\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)^2}\right].$$

Nun läßt sich aber setzen

$$1-\frac{61}{360}\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)^2=\left(1-\sqrt{\frac{61}{360}}\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)\right)\cdot\left(1+\sqrt{\frac{61}{360}}\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)\right)=\left(1-0{,}408\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)\right)\cdot\left(1+0{,}408\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)\right)$$

und $1-\frac{61}{150}\left(\frac{Hl^2}{WE}\right) = 1 - 0{,}407\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)$ annähernd $= 1 - 0{,}408\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)$, daher auch

$$a = \frac{\frac{5ql^4}{24WE}}{1+0{,}408\left(\frac{Hl^2}{WE}\right)} \quad \text{. . . . . (5)}$$

Durch Vergleichung dieses Werthes mit dem (4*) erkennt man leicht die durch letzte Entwickelung erreichte Correctur der Formel. Jetzt läßt sich auch mit Leichtigkeit das größte Moment feststellen. Denn es ist offenbar

$$\frac{d(M)}{dx} = \frac{d\left\{\frac{q}{2}(2lx-x^2)-\frac{H}{WE}\left(\frac{q}{2}-\frac{Ha}{l^2}\right)\left(l\left(l^2x-\frac{x^3}{3}\right)-\frac{1}{3}\left(l^3x-\frac{x^4}{4}\right)\right)\right\}}{dx}$$

$$= \frac{q}{2}(2l-2x) - \frac{H}{WE}\left(\frac{q}{2}-\frac{Ha}{l^2}\right)\left(l(l^2-x^2)-\frac{1}{3}(l^3-x^3)\right)$$

$$= (l-x)\left\{q - \frac{H}{WE}\left(\frac{q}{2}-\frac{Ha}{l^2}\right)\left(l^2+lx-\frac{l^2}{3}-\frac{lx}{3}-\frac{x^2}{3}\right)\right\}$$

$$= (l-x)\left\{q - \frac{H}{3WE}\left(\frac{q}{2}-\frac{Ha}{l^2}\right)(2l^2-2lx-x^2)\right\}$$

und dieser Werth ist $= 0$, wenn $x = l$ oder wenn

$$q = \frac{H}{3WE}\left(\frac{q}{2}-\frac{Ha}{l^2}\right)(2l^2-2lx-x^2).$$

Daß dieses letztere aber nicht der Fall sein kann, überzeugt man sich leicht, wenn man diese Gleichung nach x wie folgt auflöst. Zunächst ist

$$\frac{H}{3WE}\left(\frac{q}{2}-\frac{Ha}{l^2}\right)=\frac{H}{3WE}\left(\frac{q}{2}-\frac{\frac{5}{24}\frac{qHl^2}{WE}}{1+\frac{5}{12}\frac{Hl^2}{WE}}\right)=\frac{H}{3WE}\,\frac{\frac{q}{2}+\frac{5}{24}\frac{qHl^2}{WE}-\frac{5}{24}\frac{qHl^2}{WE}}{1+\frac{5}{12}\frac{Hl^2}{WE}}$$

$$=\frac{\frac{Hq}{6WE}}{1+\frac{5}{12}\frac{Hl^2}{WE}},$$ daher die Gleichung übergeht in

$$q = \frac{Hq}{6WE+\frac{5}{2}Hl^2}(2l^2-2lx-x^2) \text{ oder}$$

$$12WE + 5Hl^2 = 4Hl^2 - 2H(x^2+2lx)$$

$$2H(x^2+2lx) + 12WE + Hl^2 = 0,$$

$$x^2 + 2lx + \frac{12WE+Hl^2}{2H} = 0.$$

In dieser Gleichung sind aber nur positive Größen, selbst für $x = 0$, und da ferner x nicht negativ sein kann, so kann diese Gleichung nie erfüllt sein. Man hat daher $\underset{\text{für } x = l}{M} = (M)_{Max}$ und zwar

$$M_{Max} = \frac{ql^2}{2} - \frac{\frac{5}{24}\frac{ql^4}{WE}H}{1+0{,}408\frac{Hl^2}{WE}}$$

$$= \frac{0{,}5ql^2 + 0{,}204\frac{ql^4}{WE}H - 0{,}208\frac{ql^4}{WE}H}{1+0{,}408\frac{Hl^2}{WE}}$$

Setzt man jetzt $F = \frac{H}{S}$ also

$$d = 2\sqrt{\frac{F}{\pi}} = 2\sqrt{\frac{H}{\pi S}} \text{ und}$$

$$\frac{H}{F^2} = \frac{H S^2}{H^2} = \frac{S^2}{H}, \text{ so hat man}$$

$$\frac{F \gamma l^2 e}{2W\left(1 + 0{,}408 \frac{H l^2}{W E}\right)} = \frac{2\sqrt{\pi}\,\gamma l^2}{\sqrt{\frac{H}{S}}\left(1 + 5{,}129 \frac{S^2}{E} \cdot \frac{l^2}{H}\right)}$$

und sonach

$$F = \frac{H}{S - \frac{2\sqrt{\pi}\,\gamma l^2}{\sqrt{\frac{H}{S}}\left(1 + 5{,}129 \frac{S^2}{E} \cdot \frac{l^2}{H}\right)}} = \frac{d^2 \pi}{4},$$

daher

$$d = 2\sqrt{\frac{H}{\pi\left[S - \frac{2\sqrt{\pi}\,\gamma l^2}{\sqrt{\frac{H}{S}}\left(1 + 5{,}129 \frac{S^2}{E} \cdot \frac{l^2}{H}\right)}\right]}}. \quad (9)$$

Für Schmiedeisen gehen nun diese Gleichungen über in

$$c = \frac{\sqrt{\mu H}}{\sqrt{7\left[1 - \frac{0{,}0000088\, l^2}{\sqrt{\mu H} + 0{,}012 \frac{l^2}{\sqrt{\mu H}}}\right]}}\,^{mm}, \quad (8^*)$$

wo H in Kilogr. und l in Millim. einzuführen ist, und für den kreisförmigen Querschnitt:

$$d = \frac{2\sqrt{H}}{\sqrt{22 - \frac{0{,}0002289\, l^2}{\sqrt{H} + 0{,}0125 \frac{l^2}{\sqrt{H}}}}}\,^{mm}. \quad (9^*)$$

Es lassen sich auch diese Formeln für geneigte Stan[gen] anwenden, wenn man die drückende Wirkung des Ei[gen]gewichtes hierbei vernachlässigt. Bedeutet in diesem Fall [α] den Neigungswinkel der Stange gegen den Horizont, so h[at] man für γ offenbar $\gamma \cos\alpha$ einzuführen, wodurch dann [die] beiden letzten Formeln übergingen in

$$c = \frac{\sqrt{\mu H}}{\sqrt{7\left|1 - \frac{0{,}0000088 \cos\alpha\, l^2}{\sqrt{\mu H} + 0{,}012 \frac{l^2}{\sqrt{\mu H}}}\right|}} \quad (8$$

und

$$d = \frac{2\sqrt{H}}{\sqrt{22 - \frac{0{,}0002289 \cos\alpha\, l^2}{\sqrt{H} + 0{,}0125 \frac{l^2}{\sqrt{H}}}}}. \quad (9$$

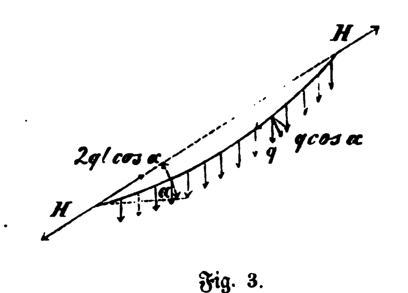


Fig. 3.

Ein Beispiel wird die Anwendung der aufgestellten F[or]meln deutlicher machen und zeigen, wie klein der Einfluß [des] Eigengewichtes solcher Stangen auf die Querschnittsdim[en]sionen derselben ist.

Es sei H = 40000 Kilogr., $\mu = 4$, $l = 200[0]$ und $\alpha = 0$. Dann ist $\sqrt{\mu H} = 400$, daher

$$c = \frac{400}{\sqrt{7\left[1 - \frac{0{,}0000088 \cdot 4000000}{400 + 0{,}012 \frac{4000000}{400}}\right]}} = \frac{400}{\sqrt{7[1 - 0{,}0677]}} = 156{,}4\,^{mm} \text{ und } b = 39{,}1\,^{mm},$$

während man ohne Rücksicht auf Eigengewicht erhalten hätte: $c = \frac{400}{\sqrt{7}} = 151{,}2\,^{mm}$ und $b = 37{,}8\,^{mm}$. Bei Wahl [eines] runden Querschnittes hätte man dagegen

$$d = \frac{2 \cdot 200}{\sqrt{22 - \frac{0{,}0002289 \cdot 4000000}{200 + 0{,}0125 \frac{4000000}{200}}}} = \frac{400}{\sqrt{22 - 2{,}0347}} = 89{,}6\,^{mm},$$

während man ohne Rücksicht auf die Wirkung des Eigengewichtes erhalten hätte:

$$d = \frac{400}{\sqrt{22}} = 85{,}2\,^{mm}.$$

Im ersten Falle hätte man eine Querschnittsdifferenz von

$39{,}1 \cdot 4 \cdot 39{,}1 - 37{,}8 \cdot 4 \cdot 37{,}8 = 4(39{,}1^2 - 37{,}8^2) = 400$

und demnach eine Gewichtsdifferenz der Stangen von

$$21 \cdot \Delta F \cdot 0{,}00000778 = 12{,}4 \text{ Kilogr.}$$

Im zweiten Falle dagegen eine Querschnittsdifferenz

$$\frac{22}{7}(44{,}8^2 - 42{,}6^2) = 604\,^{qmm}$$

und eine Gewichtsdifferenz der Stangen = 14,2 Kilogr.

Daß der Einfluß des Eigengewichtes auf die runde Stange ein größerer ist, als auf die rechteckige, ist nicht zu verwundern, da die erstere ein geringeres Widerstandsmoment hat als letztere, man sieht auch aus diesem Beispiele, wie gering überhaupt dieser Einfluß ist. Weiter von Interesse ist das H, für welches S seinen kleinsten Werth erreicht. Bezeichnen wir dieses mit H_0, so existirt für dasselbe die Bestimmungsgleichung

$$0 = \frac{1}{F} - \frac{F \gamma l^2 e}{2W} \cdot \frac{0{,}408 \frac{l^2}{WE}}{\left(1 + 0{,}408 \frac{H_0 l^2}{WE}\right)^2},$$

welche durch Differentiation des Werthes (7) von S nach H und Nullsetzen desselben folgt. Man hat so

$$\left(1 + 0{,}408 \frac{H_0 l^2}{WE}\right)^2 = \frac{F^2 l^4 e}{W^2} \frac{\gamma}{E} \cdot 0{,}204,$$

$$0{,}408 \frac{H_0 l^2}{WE} = \sqrt{0{,}204} \sqrt{\frac{\gamma}{E} \cdot \frac{F l^2 \sqrt{e}}{W}} - 1$$

$$H_0 = \frac{W}{l^2} \frac{E}{0{,}408} \left(0{,}451 \sqrt{\frac{\gamma}{E} \cdot \frac{F l^2 \sqrt{e}}{W}} - 1\right) =$$

$$2{,}45 E \frac{W}{l^2} \left(0{,}451 \sqrt{\frac{\gamma}{E} \cdot \frac{F l^2 \sqrt{e}}{W}} - 1\right), \quad (10)$$

daher für Schmiedeeisen

$$H_0 = 49000 \frac{W}{l^2} \left(0{,}00000888 \frac{F l^2 \sqrt{e}}{W} - 1\right) \text{Klgr.}, \quad (10^*)$$

wo alle Maaße in Millim. einzuführen sind.

So für den rechteckigen Querschnitt

$$H_0 = 4083 \frac{\mu^3 b^4}{l^2} \left(0{,}00007534 \frac{l^2}{\mu b \sqrt{\mu b}} - 1\right) \text{Kilogr.} \quad (10_1^*)$$

und für den runden Querschnitt

$$H_0 = 2406 \frac{d^4}{l^2} \left(0{,}00010045 \frac{l^2}{d \sqrt{d}} - 1\right) \text{Kilogr.} \quad (10_2^*)$$

Für kleinere H wird die größte Querschnittsspannung wieder größer. Man erhält daher einen zweiten größten Werth des S für $H = 0$, welcher aus Gleichung (7) folgt zu

$$S_0 = \frac{F \gamma l^2 e}{2W}, \quad \ldots \quad (11)$$

also für Schmiedeeisen und Millimeter-Maaß und Kilogr.-Gewicht

$$S_0 = \frac{F l^2 e}{W} 0{,}00000389 \text{ Kilogr. pr. } \square^{mm} \quad (11^*)$$

und für den rechteckigen Querschnitt

$$S_0 = 0{,}00002334 \frac{l^2}{\mu b} \text{ Kilogr. pr. } \square^{mm} \quad . \quad (11_1^*)$$

und den runden Querschnitt

$$S_0 = 0{,}00003112 \frac{l^2}{d} \text{ Kilogr. pr. } \square^{mm}. \quad . \quad (11_2^*)$$

Für unser Beispiel würde folgen

$$S_0 = 0{,}00002334 \frac{4000000}{156{,}4} = 0{,}6 \text{ Kilogr.} \quad . \quad (11_1^*)$$

und

$$S_0 = 0{,}00003112 \cdot \frac{4000000}{89{,}6} = 1{,}4 \text{ Kilogr.} \quad . \quad (11_2^*)$$

Es ist also nicht zu befürchten, daß durch das Eigengewicht allein eine zu große Spannung hervorgerufen werden könnte.

Untersuchen wir jetzt noch die Spannungserhöhung, welche in dem nach der Zugkraft H allein berechneten Querschnitte eintreten würde durch die Wirkung des Eigengewichtes. Nennen wir dieselbe ΔS, so hätte man nach Gleichung (7)

$$\Delta S = \frac{\gamma}{2} e \cdot \frac{\frac{F l^2}{W}}{\left(1 + 0{,}408 \frac{S}{E} \frac{F l^2}{W}\right)}, \quad . \quad . \quad (12)$$

also für Schmiedeeisen und Kilogr.-Gewicht und Millim.-Maaß

$$\Delta S = 0{,}00000389 \cdot e \frac{\frac{F l^2}{W}}{\left(1 + 0{,}0001428 \frac{F l^2}{W}\right)}, \quad (12^*)$$

also für den rechteckigen Querschnitt

$$\Delta S = 0{,}00002334 \cdot \mu b \frac{\left(\frac{l}{\mu b}\right)^2}{\left(1 + 0{,}0017136 \left(\frac{l}{\mu b}\right)^2\right)} \quad (12_1^*)$$

Kilogr. pr. $\square^{mm}$ und für den runden Querschnitt,

$$\Delta S = 0{,}00003112 \cdot d \frac{\left(\frac{l}{d}\right)^2}{\left(1 + 0{,}0022848 \left(\frac{l}{d}\right)^2\right)} \quad (12_2^*)$$

Kilogr. pr. $\square^{mm}$.

So hätte man für unseren Fall

$$\Delta S = 0{,}00002334 \cdot 151{,}2 \frac{\left(\frac{2000}{151{,}2}\right)^2}{\left(1 + 0{,}0017136 \left(\frac{2000}{151{,}2}\right)^2\right)} = 0{,}48 \text{ Kilogr. pr. } \square^{mm} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12_1^*)$$

und beziehentlich

$$\Delta S = 0{,}00003112 \cdot 85{,}2 \frac{\left(\frac{2000}{85{,}2}\right)^2}{\left(1 + 0{,}0022848 \left(\frac{2000}{85{,}2}\right)^2\right)} = 0{,}64 \text{ Kilogr. pr. } \square^{mm}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12_2^*)$$

Aus diesen letzten Werthen sieht man, wie klein die Spannungszunahme durch das Eigengewicht ist, und daß man durchaus keine Sorge zu tragen braucht, dieselbe etwa durch Aufhängung der Stange in ihrer Mitte herabzuziehen. Im Gegentheil erachte ich dieses Mittel in so fern nur als schädlich, als durch ungenaue Ausführung diese Aufhängung bisweilen dazu dienen kann, die Spannung der aufgehängten Stange zu vergrößern, man lasse daher solche Aufhängung ganz fort, wenn sie nicht etwa einen anderen Zweck erreichen soll, wie etwa in Walzwerken die Last der Zangen und der an ihnen hängenden Eisenmassen direct auf den Dachfirst zu übertragen, oder wie beim Montiren des Daches, um Gerüste auf den horizontalen Stangen auflagern zu können, ohne dadurch diese Stangen über das zulässige Maaß anzuspannen.

Versuche an drei Dampfmaschinen mit Dampfhemden.

Von

O. Hallauer,

Mitglied der Société industrielle zu Mülhausen im Elsaß.

Erster Abschnitt.

Einleitung.

In dieser Abhandlung erlaube ich mir der Société industrielle in Beispielen die Anwendung der Anschauungs- und Versuchsmethode vorzulegen, welche Herrn G. Leloutre und mir zur Begründung unserer gegenwärtig unter der Presse befindlichen rationellen und praktischen Theorie der Dampfmaschinen gedient hat. Zum Verständniß dieser Abhandlung ist es nöthig, Einiges über die Entstehung dieser Arbeiten, sowie über die Entwickelung der dabei zu Grunde gelegten Versuchs- und Auslegungs-Methoden anzuführen, auch erlaube ich mir, auf eine Reihe gänzlich neuer Thatsachen aufmerksam zu machen, wie die Zustandsänderungen des Dampfes und die Vertheilung der Calorieen im Innern des Cylinders, die wir, Dank den uns von Hrn. G. A. Hirn gewordenen ausgezeichneten Rathschlägen, bis auf etliche Zehntelprocente, genau zu berechnen gelernt haben.

Sobald die Theorie vom mechanischen Aequivalent der Wärme aufgestellt war, machte man auch sofort die Anwendung auf die Dampfmaschine; unglücklicherweise betrachteten aber die meisten Gelehrten, welche sich mit dieser Frage beschäftigten, diese Maschinen als reine geometrische Cylinder und vernachlässigten den Einfluß der Wände auf das darin arbeitende Gas, so daß die aufgestellten Gleichungen werthlos waren.

Die ersten richtigen Anschauungen über diesen Gegenstand verdanken wir Hirn, der auf Grund wenig zahlreicher, aber genauer Versuchsdata die Aufeinanderfolge der Vorgänge im Cylinder einer mit gesättigten Dämpfen arbeitenden Dampfmaschine in folgenden der Exposition analytique et expérimentale de la théorie mécanique de la chaleur (Auflage vom J. 1865) entlehnten Worten klar dargelegt hat.

„Denken wir uns eine Maschine mit einem Cylinder ohne Dampfhemd, mit Condensation und variabler Expansion, gespeist mit gesättigten Dämpfen; der Cylinder möge durch eine Verpackung gegen Abkühlung geschützt sein, was jederzeit in ziemlich vollkommenem Grade zu erreichen ist. Die Dampfspannung im Kessel betrage 5 Atmosphären (Temperatur 152,2°), die Maschine sei in Gang und die Expansion beginne bei $^1/_5$ des Hubes: Unter diesen Umständen erfolgt an beiden Enden des Cylinders während $^1/_5$ des Hubes Dampfzutritt, wobei nothwendig der untere oder obere Cylinderboden, die untere oder obere Kolbenfläche und die entsprechende Wandung des Cylinders die Temperatur des Dampfes annehmen müssen, dieser also so lange condensirt wird, bis dies erfüllt ist. Sobald der Dampfzutritt aus dem Kessel abgesperrt ist und die Expansion beginnt, kühlt sich der Dampf allmälig ab und entzieht den Cylinderwandungen, innerhalb welchen die Arbeit mit frischem Dampfe stattgefunden hat, Wärme. Je weiter aber der Kolben vorrückt, um so mehr tritt er an die nach und nach damit in Berührung kommende und vom Kesseldampf nicht direct erwärmte Wand Wärme ab und deshalb muß die ursprünglich erwärmte Cylinderfläche immer mehr Wärme hergeben. Nach Ueberschreitung der Mitte des Hubes berührt der Dampfkolben dasjenige Ende des Cylinders, welches beim vorausgegangenen Hube erwärmt worden ist, und wenn der Kolben am Ende des Hubes anlangt, so strömt der Dampf, welcher ihn bis dahin geschoben hat, nach dem Condensator ab, wobei er expandirt und der ganzen be-

rührten Wandfläche Wärme entzieht, deren Menge von der Geschwindigkeit des Austritts abhängig ist und um so beträchtlicher sein wird, je langsamer der Austritt erfolgt."

Diese Schilderung der Vorgänge ist vollkommen richtig; in Folge der genaueren Kenntniß über den Wassergehalt des Dampfes in jeder Stellung des Kolbens ist es uns aber gelungen, dieselben noch bestimmter auszudrücken. Der Dampf, welcher während der Einströmung condensirt wird, schlägt sich in Thauform am Cylinderboden, Kolben und blosgelegten Cylindermantel nieder. Sobald die Expansion beginnt, verdunstet ein Theil dieses Wassers auf der vorher erhitzten Fläche, wogegen sich an der beim Fortrücken des Kolbens nach und nach entblöst werdenden Cylinderwandung Dampf niederschlägt. Je nachdem nun mehr oder weniger Dampf zugelassen worden ist, wird sich am Ende des Kolbenhubes mehr Condensationswasser vorfinden, als beim Beginn der Expansion, oder die Condensationswassermenge wird unverändert bleiben, oder endlich, und dies tritt bei Dampfmaschinen mit starker Expansion am gewöhnlichsten ein, die Verdampfung wird stärker sein, als die Condensirung, so daß es uns z. B. vorgekommen ist, daß am Ende des Hubes im Dampfe nur 1 bis 2 Proc. Wasser enthalten war, während der Wassergehalt bei Beginn der Expansionsperiode 50 Procent betrug.

Nach neueren Versuchen, die wir mit Herrn Hirn gemacht haben, und nach einer von ihm aufgestellten Formel ergiebt sich übrigens, daß es nicht der Dampf ist, welcher den Cylinderwänden die Wärme entzieht, sondern daß dies durch die Verdampfung des wässerigen Niederschlages geschieht, mit welchem im Moment des Dampfaustrittes die Cylinderwände und die Kolbenflächen bedeckt sind, und daß die hierzu gebrauchte Wärme im Condensator wieder aufgefangen wird.

Wenn endlich Herr Hirn angenommen hatte, daß überhitzter Dampf von 225° im Innern des Cylinders überhitzt oder doch mindestens trocken verbleibe, so haben unsere Analysen gezeigt, daß dieser Dampf, je nach dem Füllungsgrade, beim Beginn der Expansion 15 bis 50 Procent Wasser enthalten könne, was Herr Hirn in folgender Weise erklärt. Sobald der überhitzte Dampf in den Cylinder eintritt, so verwandelt sich der in unmittelbare Berührung mit der kälteren Cylinderwand tretende Dampf in Wasser und schlägt sich in Thauform an den Wänden nieder. Da nun überhitzter Dampf im Zustande der vollkommenen Gase befindlich und ein schlechter Wärmeleiter ist, so findet zwischen diesem und dem wässerigen Ueberzug der Wände kein Wärmeaustausch statt, er behält also seine Wärme bis in die Mitte der Masse hinein und es existirt im Cylinder gleichzeitig: an den Wänden ein feuchter Niederschlag, daneben bis auf geringe Entfernung gesättigter Dampf und nach der Mitte zu mehr und mehr überhitzter Dampf. Diese, auf experimentellem Wege kaum nachweisbare Hypothese ändert übrigens Nichts an unsern Rechnungsergebnissen, welche unter der Hypothese aufgestellt sind, daß der Dampf vom Beginn bis zum Ende der Expansion in gesättigtem Zustande befindlich sei, was nur für das Ende wirklich nachgewiesen ist.

Bei unsern Studien über die Dampfmaschine betrachten wir

1. das Expansionsgesetz und die Arbeit des Dampfes,
2. die Zustandsänderungen des Dampfes und die Vertheilung der Wärme.

I.

Vom Expansionsgesetz, von der Arbeit des Dampfes und den verschiedenen Verlusten.

Das Mariotte'sche Gesetz, das bisher in den meisten Werken zu Grunde gelegt worden ist, hat nur für einen Ausnahmefall der Expansion Giltigkeit; wir haben aber bei der Prüfung einer großen Zahl von Indicatordiagrammen, die unter den verschiedensten Umständen erhalten worden sind, gefunden, daß der Ausdruck

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^{\alpha},$$

in welchem, je nach dem Grade der Expansion, α zwischen 0,5 und 1,30 variirt, sehr wohl als Expansionsgesetz angenommen werden kann, und daß sich darnach die nützliche Arbeit und die Arbeit der Widerstände leicht und mit Sicherheit berechnen läßt.

Bei einer eincylindrigen Dampfmaschine erfährt der Dampf bei seiner Bewegung vom Kessel bis zum Cylinder in Folge der Widerstände in den Röhren, Ventilen, Dampfwegen u. s. w. einen Druckverlust, dem ein Arbeitsverlust entspricht. Nun füllt er die schädlichen Räume aus, ohne Arbeit zu verrichten, und obwohl das in den schädlichen Räumen befindliche Dampfvolumen bei der Expansion Arbeit verrichtet, so entsteht hierdurch doch ein Verlust, der sich in folgender Weise ermitteln läßt. Besitzt eine Dampfmaschine z. B. 1, 2 oder 3 Proc. des dem Hube entsprechenden Cylinderraumes an schädlichen Räumen, so wird nach der Arbeitsformel die nützliche Arbeit des mit der Spannung p_0 zutretenden und nach obigem Gesetze bis auf das Volumen $V_n + V_p$ expandirenden Dampfes zu berechnen sein. Denkt man sich aber den Cylinder ohne schädlichen Raum, so muß, um dasselbe Expansionsgesetz α zu erhalten, dasselbe Dampfvolumen V eingelassen werden, welches sich ausdehnt bis auf V_n. Die Differenz der berechneten Arbeitsmengen giebt den dem schädlichen Raume zuzuschreibenden Verlust, welcher 1,5 bis 8 Proc. betragen kann.

Nach Vollendung des Hubes entweicht der Dampf in den Condensator, wobei in Folge der engen Dampfwege und der constanten Bildung von Dampf an den Wänden des Cylinders ein Gegendruck auf den Kolben entsteht, welcher einen weitern Arbeitsverlust verursacht.

Endlich wird durch die Reibung der verschiedenen Maschinentheile Kraft verzehrt, und obwohl nicht bestimmt behauptet werden kann, daß dieser Verlust ein constanter sei, weil die Reibung mit dem Drucke zwischen den sich berührenden Theilen wächst, so sind diese Schwankungen doch lange nicht so verschieden, als die Coefficienten, welche man angenommen hat, um die unter Zugrundelegung des Mariotte'schen Gesetzes berechnete theoretische Leistung mit der von der Maschine wirklich ausgegebenen Arbeit in Einklang zu bringen, dieser Kraftverlust schwankt vielmehr durchschnittlich zwischen 10 und 15 Procent der vom Kolben verrichteten Arbeit, so daß ein Wirkungsgrad von 85 bis 90 Procent anzunehmen ist.

Bei Woolf'schen Maschinen treten noch die Verluste zwischen dem großen und kleinen Cylinder hinzu, welche aus zwei gleichzeitig wirksamen Ursachen entspringen, nämlich erstens ein Verlust an Druck in Folge der schädlichen Räume und zweitens der Verlust in Folge der bei Beginn des Hubes fast momentan im großen Cylinder stattfindenden Condensation. Letzterer findet auch bei Woolf'schen Maschinen ohne schädliche Räume statt, wir haben nämlich constatirt, daß von 27 Procent Verlust zwischen dem großen und kleinen Cylinder nur 17 Procent auf Rechnung der schädlichen Räume kommen, während die übrigen 10 Procent auf die Condensation zu rechnen sind. Der Druckverlust in Folge der während des ganzen Hubes stattfindenden Ausströmung ist gering und verursacht nur einen unbedeutenden Verlust von Arbeit.

Bei dieser Gattung von Maschinen ist der einem gleich großen Gegendrucke auf den Kolben entsprechende Verlust verhältnißmäßig etwas größer als bei eincylindrigen Maschinen, da der große Kolben bei gleichstarken Maschinen einen verhältnißmäßig größeren Durchmesser erhält, auch werden durch den zweiten Kolben die Reibungswiderstände vermehrt.

II.

Von den Zustandsänderungen des Dampfes bei seinem Wege in die Cylinder und von der Vertheilung der Wärmeeinheiten.

Dieser Theil unserer Untersuchungen, welcher nicht minder wichtig ist, als der erste Abschnitt, kann das Verdienst beanspruchen, etwas Neues zu bringen, indem selbst Herr Hirn, welcher wie oben angeführt worden ist, die Vorgänge im Innern des Cylinders schon klar angezeigt hat, nur wenige Zahlendata hierüber beibringen konnte. Die bemerkenswerthen Resultate, zu denen Herr Leloutre und ich gelangt sind, berechtigen uns aber zu der Behauptung, daß nunmehr eine rationelle und practische Theorie der Dampfmaschine gewonnen worden ist. Wir haben auch den Einfluß der Expansion auf den Kohlenverbrauch nachweisen und den günstigsten Expansionsgrad für Eincylindermaschinen aufsuchen können, so daß alles unsichere Tasten in dieser Beziehung aufgehört hat.

Um die aufeinanderfolgenden Zustandsänderungen des Dampfes studiren zu können, bedurften wir einer Einheit, welche uns die Zusammenfassung sämmtlicher Data in einigen einfachen Formeln gestattete und ebenso gut auf überhitzte, als auf gesättigte Dämpfe mit verschiedenem Wassergehalte anwendbar war. Die Natur der zu analysirenden Erscheinungen hat uns auf die Calorie als Einheit hingewiesen, weshalb wir mit der Zahl der dem Cylinder zugeführten und sich darin vertheilenden Calorieen rechnen werden. Diese Einheit besitzt überdies den Vorzug, „recht eigentlich eine industrielle Einheit zu sein“, denn man wird noch lange die Maschinen nach ihrem Verbrauch an Calorieen, d. h. an Kohle schätzen; man muß indessen hierbei den Dampferzeuger vom Motor trennen, um nicht der Maschine Verluste beizumessen, welche beim Dampferzeugen entstehen.

Die Brauchbarkeit dieser Methode ist an mehr als 15 Fällen nachgewiesen worden und ich werde hier einen Ueberblick über die erzielten Resultate geben, wobei wir uns zuerst mit den Eincylindermaschinen, dann mit Woolf'schen Maschinen beschäftigen wollen.

Die Dampfmaschinen mit einem Cylinder können mit überhitzten oder mit feuchten Dämpfen betrieben, und mit oder ohne Dampfhemde versehen sein. Als erstes Beispiel führe ich eine Eincylindermaschine für überhitzten Dampf von 225° ohne Dampfhemde und mit ¼ Füllung vor.

Wenn der überhitzte Dampf mit den relativ kalten Cylinderwänden in Berührung tritt, so verliert er seine Ueberhitze, wird condensirt und im Moment, wo die Expansion beginnt, bedecken 14,7 Proc. Wasser die Wände. Wenn der Kolben weiter geht, so bewirkt die von den Wänden aufgenommene Wärme eine Dampfentwickelung, welche in Verbindung mit der gleichzeitig an der durch den vorrückenden Kolben blos gelegten Cylinderwand stattfindenden Condensation bewirkt, daß am Ende des Hubes noch 11 Proc. Wasser und zwar größtentheils in Form eines an der Cylinderwand haftenden Thaues vorhanden sind. Berechnen wir die Wärmemenge, welche das Gemisch von Wasser und Dampf in diesem Momente enthält, und addiren wir diejenige Wärme dazu, welche in Folge der verrichteten Arbeit und äußeren Abkühlung (was wir zusammen als äußere Verluste bezeichnen) verschwunden ist, so sehen wir, daß dieselbe um 16,64 Calorieen kleiner geworden ist, als die zu Beginn der Expansion vorhandene Wärmemenge; diese Calorieen sind also in die Wände übergegangen. Wird hierauf die Ausströmung eröffnet und zieht der Dampf nach dem Condensator ab, so verdampft das an den Wänden niedergeschlagene Wasser allmälig und entzieht ihnen dadurch die Wärme, wir finden denn auch wirklich im Condensationswasser jene 16 Calorieen, die anfänglich fehlten. Man könnte diese erst verschwundene

hr wieder aufgefundene Wärmemenge durch Un- s Kolbens erklären wollen, aber eine Reihe von an ein und derselben Maschine mit verschiedenen hat uns bewiesen, daß diese Größe (welche ich R_c durch den Condensator nenne) mit der Wasser- irt, welche am Ende des Hubes an den Wänden ibt. Bei ein Zehntel Füllung und einer Tempe- 225° ist z. B. die Wärme am Anfang der Ex- mindert um die äußern Verluste, gleich derjenigen, zu Ende der Expansion und im Condensations- ndet; auch in diesem Falle ist der Wassergehalt am c, die Abkühlung durch den Condensator R_c gleich , da der Versuch mit derselben Maschine gemacht Hypothese des Verlustes durch Undichtheit des ht zulässig.

r treibende Dampf feucht, so treten ganz ähn- inungen auf, nur findet beim Eintritt des wasser- ampfes in den Cylinder eine stärkere Condensation es bleibt auch am Ende des Hubes mehr Wasser r, folglich ist die Abkühlung im Condensator be- Dies ist auch der Hauptgrund, warum eine hine ohne Dampfhemd, je nachdem sie durch über- pfe von 225° oder durch gesättigte Dämpfe gespeist um 35 Proc. niedrigere Leistung geben kann.

nwendung eines Dampfhemdes erhöht die Leistung achteten beiden Motoren sehr wesentlich, indem erselbe Erfolg erzielt wird, wie durch stärkere z. Indem von außen Wärme zugeführt wird, ndensation geringer aus, und erhöht sich die Wie- fung während der Arbeit; es wächst also die Arbeit, e Abkühlung durch den Condensator geringer wird, nde des Hubes weniger Wasser an den Cylinder- niedergeschlagen ist. Diese Wärme kommt übri- ch billig zu stehen, weil der Dampf bei der Con- en größten Theil der darin enthaltenen Wärme ebt und es möglich ist, das Wasser der Ablaßhähne gen, daß es mit dem Speisewasser gemeinsam in gedrückt werden kann.

ohl construirter Mantel kann also bei Maschinen, nassem Dampfe arbeiten, eine Brennmaterial- on 25 Proc. realisiren, bei Maschinen für über- npf ist sein Nutzen minder hervortretend. Die a muß aber mit richtigem Verständniß gemacht iß der Dampf für den Dampfmantel, wie für den is der allgemeinen Dampfleitung direct entnommen mit derselbe möglichst wenig feucht und möglichst Cylinder gelangt. Uebrigens hängt die Wirkung fmantels nicht blos von der Größe der umhüllten he, sondern auch davon ab, ob der Mantel an oder am obern oder am untern Cylinderende sen Mitte angebracht ist.

Ein zweites bemerkenswerthes Factum besteht darin, daß von einem gewissen Füllungsgrade an die Wirkung des Dampfmantels abnimmt, was man sofort an dem Verhältniß des sich condensirenden Dampfes erkennt. Ja es kann sogar der Fall eintreten, daß ein Dampfhemd ganz nutzlos wird, was wir z. B. gemeinsam mit Herrn Hirn an einer mit ringförmigem Dampfmantel versehenen Dampfmaschine mit 3/4 Füllung beobachtet haben. Selbst in diesem Falle läßt sich durch Ueberhitzung der Dämpfe ein merklicher Vortheil erzielen.

In einer Woolf'schen Maschine sind die Zustandsänderungen zwar complicirter, aber doch von gleicher Natur. Der kleine Cylinder verliert während des Abflusses des Dampfes nach dem großen Cylinder Wärme und in Letzterem findet zu Anfang des Hubes eine beträchtliche Condensation statt, indem sich beispielsweise 38 Proc. Wasser vorfinden, während die Dämpfe den kleinen Cylinder mit 24,5 Proc. Wassergehalt verlassen haben. Dagegen verdampft während der ganzen Expansionsperiode anhaftendes Wasser sowohl im kleinen, als im großen Cylinder und diese Wiederverdampfung ist beträchtlicher als die Condensation an der beim Vorrücken des großen Kolbens blosgelegten Cylinderwandung, so daß der Dampf am Ende des Hubes nur 11,5 Proc. Wasser enthält. Obschon diese Wassermenge nicht beträchtlich ist, so genügt sie doch, um beim Austritt nach dem Condensator den Wänden 33 Calorieen zu entziehen.

Schlußlich wollen wir noch einige Worte über die Methode beifügen, nach welcher diese Resultate erzielt worden sind. Diese Versuchsmethode hat Herr Hirn im J. 1855 angegeben und sie ist von uns gemeinsam in vervollkommneter Form in den Jahren 1870 und 1871 angewendet worden. Man hält die zu prüfende Maschine einen Tag lang in möglichst gleichförmigem Gange, mißt das Speisewasser, verzeichnet die Spannungen, das übergerissene Wasser oder bei überhitztem Dampf die Temperatur der Dämpfe beim Eintritt in den Cylinder, nimmt an beiden Enden des Cylinders möglichst viele Diagramme ab und mißt endlich zur Controle die Condensationswassermenge und seine Temperatur. Letztere Angabe ist gerade nicht unentbehrlich, dient aber zu einer schätzbaren Controle. Ebenso mag man wohl die Arbeitsleistung der Maschine durch den Brems zu bestimmen suchen, obwohl derartige Versuche im Allgemeinen kostspielig und für Ungeübte nicht ungefährlich sind. Wo die von Hirn angegebene Methode der Messung mit dem Pandynamometer möglich ist, wird sich diese am meisten empfehlen.

Zweiter Abschnitt.

Analyse.

Woolf'sche Maschine.

Die bei unsern Untersuchungen befolgte Methode bezieht sich auf zwei Reihen von Gegenständen:

1. Ermittelung der Arbeit und der verschiedenen Verluste vom Eintritt in den Cylinder bis zum Austritt, sowie des Dampfverbrauches pro Stunde und Pferdekraft,

2. Untersuchungen über die Zustandsänderungen des Dampfes im Hembe und im Innern der Cylinder, Ermittelung der Abkühlung durch den Condensator und Nachweis des Dampfverbrauches.

Ermittelung der Arbeit.

Hierbei wird Kenntniß der Gesetze der Expansion im kleinen und großen Cylinder, sowie die genaue Angabe des während der Admissionsperiode eingetretenen Dampfvolumens vorausgesetzt. Aus den Curven und Dimensionen der Maschine ergab sich Folgendes:

Spannung

des Dampfes in dem Dampfhembe . . .		$4{,}973^k$,
im kleinen Cylinder am Ende des Eintritts	$p_0 =$	$4{,}425$ „
„ der Expansion	$p_n =$	$3{,}250$ „
im großen Cylinder zu Anfang des Hubes	$P_0 =$	$1{,}568$ „
„ Ende „ „	$P_n =$	$0{,}475$ „
Gegendruck hinter dem großen Kolben . .	$P_c =$	$0{,}196$ „

Volumen

des Kolbenhubes im kleinen Cylinder . .		$v_n =$	$0{,}299^{cbm}$,
des schädlichen Raumes „ „ . .		$v_p =$	$0{,}011$ „
des Kolbenhubes im großen Cylinder . .		$V_n =$	$1{,}996$ „
des Dampfcanales sammt Sicherheitsraum . . .	$0{,}116$		
des Raumes im Schieberkasten	$0{,}050$	$V_p =$	$0{,}205$ „
des Verbindungsrohres . .	$0{,}028$		
des Raumes unter dem kleinen Schieber	$0{,}011$		

Bezüglich der Expansion gelten die Formeln*)

$$\frac{p}{p'} = \left(\frac{v'}{v}\right)^{\alpha},$$

$$\alpha = \frac{\log p - \log p'}{\log v' - \log v}.$$

Zur Bestimmung des Exponenten für den kleinen Cylinder bedienten wir uns nachstehender zusammengehöriger Werthe der Diagramme

$$p_{17} = 4{,}146^k \quad p_{20} = 3{,}439^k \quad v_{17} = 0{,}2502^{cbm}$$
$$v_{20} = 0{,}29505,$$

also

$$\alpha = \frac{\log 4{,}146 - \log 3{,}439}{\log 0{,}29505 - \log 0{,}2502} = 1{,}13.$$

Ist nun der Exponent bekannt, so kann man, ausgehend von dem Drucke p_7 und dem Volumen v_7, welche ebenso wie der Druck $p_0 = 4{,}425$ bekannt sind, das Volumen des zugetretenen Dampfes v_0 berechnen

$$\log v_0 = \log v_7 - \frac{\log p_0 - \log p_7}{\alpha}$$
$$= \log 0{,}2502 - \frac{\log 4{,}425 - \log 4{,}146}{1{,}13}$$
$$v_0 = 0{,}2362^{cbm}.$$

Das Volumen des Kolbenhubes im kleinen Cylinder, während der Admissionsperiode ist also nach Abzug des schädlichen Raumes:

$$v_0' = v_0 - v_p = 0{,}2362 - 0{,}011 = 0{,}2252^{cbm}.$$

Für den großen Cylinder kann man sich nachstehender zusammengehöriger Größen bedienen:

$$P_6 = 0{,}994^k \qquad P_{16} = 0{,}622^k,$$
$$V_6 = 0{,}93925 \qquad V_{16} = 1{,}78775^{cbm},$$

woraus folgt:

$$\alpha' = \frac{\log 0{,}994 - \log 0{,}622}{\log 1{,}78775 - \log 0{,}93925} = 0{,}73.$$

Man hat nunmehr alle Data, welche zur Berechnung der Arbeit erforderlich sind.

Arbeit während der Einströmung:

$$F_p = p_0 v_0'.$$

Arbeit während der Expansion im kleinen Cylinder:

$$F\delta = \frac{p_0 v_0}{1 - \alpha}\left[\left(\frac{v_0}{v_n + v_p}\right)^{\alpha - 1} - 1\right].$$

Arbeit im großen Cylinder:

$$F\Delta = \frac{P_0 (v_n + v_p + V_p)}{1 - \alpha'}\left[\left(\frac{v_n + v_p + V_p}{V_n + v_p + V_p}\right)^{\alpha' - 1} - 1\right].$$

Substituirt man die numerischen Werthe, so erhält man:

*) Vergleiche: Etude générale sur les moteurs à vapeur par MM. Leloutre et Hallauer.

$$1.\quad F_p = 44250 . 0{,}2362 = \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ 9965{,}1^{mk},$$

$$2.\quad F\delta = \frac{44250 . 0{,}2362}{1-1{,}13}\left[\left(\frac{0{,}2362}{0{,}310}\right)^{1{,}31-1} - 1\right] = \ldots\ldots\ 2801{,}1\ „$$

$$3.\quad F\Delta = \frac{15680 . 0{,}515}{1-0{,}73}\left[\left(\frac{0{,}515}{2{,}212}\right)^{0{,}75-1} - 1\right] = \ldots\ldots\ 14454{,}6\ „$$

$$F = 27220{,}8^{mk}.$$

Die hier berechnete totale Arbeit für den ganzen Hub sammt schädlichen Räumen wird durch Ausmessen der Indicatorcurven bis auf 1,39 Proc. bestätigt.

Da pro Kolbenspiel ein Gewicht M von $0{,}7729^k$ Dampf und Wasser consumirt wird, so berechnet sich der Bruttoverbrauch an Dampf wie folgt. Die Arbeit F, in Pferdekräften ausgedrückt, ist bei u-Umdrehungen pro Minute $\frac{2uF}{60.75}$ und der Dampfverbrauch pro Stunde $2Mu.60 = m$, also erhält man pro absolute Pferdekraft und Stunde einen Dampfverbrauch von

$$\frac{2Mu.60}{\frac{2Fu}{60.75}} = \frac{270000M}{F} = \frac{270000 . 0{,}7729}{27220{,}8} = 7{,}6663^k.$$

Unter den Verlusten sind die beträchtlichsten diejenigen durch die schädlichen Räume und durch den Gegendruck unter dem großen Kolben; der Uebertritt des Dampfes vom kleinen zum großen Cylinder, welcher nur unter $0{,}028^k$ pro $\square^{cm}$ stattfindet, bewirkt nur einen unbeträchtlichen Verlust.

Da bereits die absolute Arbeit mit Berücksichtigung der schädlichen Räume berechnet ist, so haben wir nun die absolute Leistung des neu eingetretenen Dampfvolumens v_0 bei seiner Expansion in dem vom kleinen Kolben beschriebenen Raume und seinem Uebergange in den großen Cylinder unter der Voraussetzung des Nichtvorhandenseins von schädlichen Räumen zu ermitteln. Der Druck am Ende der Expansion, wenn das Volumen $v_0 = 0{,}2362$ in das Volumen $v_n = 0{,}299^{cbm}$ übergegangen ist, berechnet sich auf

$$p_n' = p_0\left(\frac{v_0}{v_n}\right)^\alpha = 4{,}425\left(\frac{0{,}2362}{0{,}2990}\right)^{1{,}13} = 3{,}390^k.$$

Dies ist der Druck, welcher zum Anfange unter dem großen Kolben herrschen sollte, aber hier stoßen wir auf ein complicirtes Verhältniß, das wir näher erörtern müssen. Der Dampf besitzt nämlich in Wirklichkeit am Ende der Expansion im kleinen Cylinder $3{,}250^k$ Druck und beim Beginn des Hubes des großen Kolbens nur noch $1{,}568^k$, welcher Spannungsverlust nur durch die schädlichen Räume und die Condensation entstanden sein kann. Hätte keine Condensation stattgefunden, so würde in Folge der schädlichen Räume nach dem Mariotte'schen Gesetze die Spannung $p_n = 3{,}250^k$ übergegangen sein in $p_n \frac{v_n + v_p}{v_n + v_p + V_p} = 3{,}250 . \frac{0{,}310}{0{,}515} = 1{,}956^k$, es ist also durch die Condensation ein Spannungsverlust von $\frac{1{,}956 - 1{,}568}{1{,}956} = 0{,}194$ eingetreten. Hätte der große Cylinder keinen schädlichen Raum, so würde in Folge der Condensation die ursprüngliche Spannung darin sein $P_0' = p_n'(1 - 0{,}194) = 3{,}390 . 0{,}806 = 2{,}732^k$. Hier ist $p_n' = 3{,}390$ die Spannung zu Ende des Hubes im kleinen Cylinder, wenn dieser keinen schädlichen Raum hätte.

Wir haben nun die zu Berechnung der absoluten Arbeit F_0 für den Fall, wo kein schädlicher Raum vorhanden wäre, erforderlichen Elemente zusammen und erhalten:

Arbeit mit vollem Druck $p_0 v_0 = 44250 . 0{,}2362 = \ldots\ldots\ldots\ 10451{,}9^{mk}$

Arbeit der Expansion im kleinen Cylinder $\frac{p_0 v_0}{1-\alpha}\left[\left(\frac{v_0}{v_n}\right)^{\alpha-1} - 1\right]$

$$= \frac{44250 . 0{,}2362}{1-1{,}13}\left[\left(\frac{0{,}2362}{0{,}2990}\right)^{1{,}13-1} - 1\right] = \ldots\ 2429{,}0\ „$$

Arbeit der Expansion im großen Cylinder $\frac{P_0' v_n}{1-\alpha'}\left[\left(\frac{v_n}{V_n}\right)^{\alpha'-1} - 1\right]$

$$= \frac{27320 . 0{,}2990}{1-0{,}73}\left[\left(\frac{0{,}2990}{0{,}9960}\right)^{0{,}73-1} - 1\right] = \ldots\ 20258{,}3\ „$$

Es ergiebt sich daher der Verlust durch die schädlichen Räume

$$\frac{F_0 - F}{F_0} = \frac{33139{,}2 - 27220{,}8}{33139{,}2} = 17{,}86 \text{ Proc.}$$

Die Arbeit des Gegendruckes auf den großen Kolben ist

$$V_n P_e = 1960 . 1{,}996 = 3912{,}2^{mk} \text{ pro Spiel}$$

und der entsprechende Verlust

$$\frac{V_n P_e}{F_0} = \frac{3912{,}2}{33139{,}2} = 11{,}81 \text{ Proc.}$$

Wie bereits gesagt, entsteht beim Uebertritt der Dämpfe aus dem einen Cylinder in den andern ein Gegendruck $p_e = 0{,}028^k$ pro □cm auf den kleinen Kolben, welchem die Arbeit

$$v_n p_e = 280 . 0{,}299 = 83{,}72^{mk}$$

entspricht. Der hierdurch entstehende Verlust von

$$\frac{83{,}72}{33139{,}2} = 0{,}25 \text{ Proc.}$$

ist gänzlich zu vernachlässigen.

Zustandsänderungen des Dampfes.

Zur vollständigen Durchführung dieser Untersuchungen fehlten zwei Angaben, welche während des Versuches nicht erhalten werden konnten, nämlich die Menge des im Dampfhemde abgesetzten Wassers, welche erst nachträglich gemessen und zu $0{,}0773^k$ ermittelt worden ist, und die Menge des übergerissenen Wassers, für welche sich, wie wir sehen werden, annähernd ein Maximalwerth angeben läßt.

In Folge des Schiebermechanismus bleibt beständig bei jedem Hube ein Dampfgewicht von $0{,}0268^k$ im kleinen und von $0{,}0333^k$ im großen Cylinder zurück, indem der vom Kessel eintretende Dampf den Raum, welchen die Schieber einnehmen, nicht ausfüllen kann; auf dieses Volumen muß bei der Berechnung des in den Cylindern befindlichen Dampfes Rücksicht genommen werden.*)

Da der große Schieber bei $\frac{16}{20}$ des Hubes absperrt, so sind die nach der am Ende im großen Cylinder herrschenden Spannung berechneten Gewichte direct mit denen, welche aus dem Kessel abgegeben sind, vergleichbar.

Um das Verständniß der folgenden Rechnungen zu erleichtern, gebe ich zunächst eine Uebersicht aller directen Beobachtungsdata pro Kolbenspiel.

Gewicht des aus dem Kessel entnommenen Dampfes und Wassers M . . . . . . $= 0{,}7729^k$
Gewicht des im Dampfhemde sich sammelnden Wassers . . . . $= 0{,}0773$ „

*) Bei der Berechnung haben wir uns der Zeuner'schen Tabelle bedient.

Gewicht des in den Cylinder neu eintretenden Dampfes und Wassers . . . . $= 0{,}6956$ „

Kleiner Cylinder.

Dampfgewicht, das am Ende der Einströmung vorhanden ist, ... $= 0{,}5617^k$
desgl., welches im Cylinder zurückbleibt, . $= 0{,}0268$ „
desgl., welches bis zum Ende der Einströmung neu eingetreten ist . . . . . $= 0{,}5349$ „
Gewicht des darin enthaltenen Wassers: 23,1 Proc. . . . . $= 0{,}1607$ „
do. des am Ende des Hubes vorhandenen Dampfes . . . . $= 0{,}5518$ „
do. des im Cylinder zurückbleibenden Dampfes $= 0{,}0268$ „
do. des bis zum Ende des Hubes neu eintretenden Dampfes . . . . $= 0{,}5250$ „
do. des darin enthaltenen Wassers: 24,52% $= 0{,}1706$ „

Großer Cylinder.

Gewicht des zu Beginn des Hubes vorhandenen Dampfes . . . . $= 0{,}4620^k$
Gewicht des im Cylinder zurückbleibenden Dampfes . . . . $= 0{,}0333$ „
Gewicht des zu Beginn des Hubes neu eingetretenen Dampfes . . . . . . $= 0{,}4287$ „
Gewicht des darin enthaltenen Wassers: 38,37 Proc. . . . . $= 0{,}2669$ „
Gewicht des bis zum Ende des Hubes eingetretenen Dampfes . . . . $= 0{,}6152$ „
Gewicht des darin enthaltenen Wassers: 11,56 Proc. . . . . $= 0{,}0804$ „

Man erkennt zunächst, daß im kleinen Cylinder, während der Expansion 1,42 Proc. des eingetretenen Dampfes und während des Uebertrittes des Dampfes aus dem kleinen nach dem großen Cylinder und ganz zu Anfang des Hubes 13,35 Proc. Dampf condensirt, dagegen bis zum Ende des Hubes des großen Kolbens 26,81 Proc. wieder verdampft worden sind. Gehen wir nun zur Vergleichung der verschiedenen in dem Dampf- und Wassergemenge enthaltenen Wärmemengen über, so haben wir, wenn m_v das Dampfgewicht, M das Gewicht des Gemenges aus Dampf und Wasser, ϱ und q die in der Zeuner'schen Tabelle aufgeführten Größen bedeutet,

$$J = m_v \varrho + M q.$$

Alle Rechnungen sind mit den neu eingetretenen, nicht mit den im Cylinder vorhandenen Dampfgewichten anzustellen, wobei vorausgesetzt ist, daß die beiden in den Cylindern zurückbleibenden Dampfmengen von 0,0268 und $0{,}0333^k$ immer dieselbe Wärmemenge enthalten, was zwar nicht ganz richtig ist, aber eine zu große Complication der Untersuchung verhindert. Die fraglichen Wärmemengen sind nun folgende:

am Ende der Admissionsperiode im kleinen Cylinder:

$$J_0 = m_{v_0}\varrho_0 + M_0 q_0 = 0{,}5349 . 459{,}55 + 0{,}6956 . 147{,}83 = 348{,}64 \text{ Calorieen},$$

am Ende der Expansion im kleinen Cylinder:

$$J_1 = m_{v_1}\varrho_1 + M_0 q_1 = 0{,}5250 . 468{,}20 + 0{,}6956 . 136{,}64 = 340{,}86 \text{ Calorieen},$$

beim Beginn des Hubes des großen Kolbens:

$$J_2 = m_{v_2}\varrho_2 + M_0 q_2 = 0{,}4287 . 486{,}73 + 0{,}6956 . 112{,}75 = 287{,}09 \text{ Calorieen},$$

am Ende des Hubes:

$$J_3 = m_{v_3}\varrho_3 + M_0 q_3 = 0{,}6152 . 512{,}50 + 0{,}6956 . 79{,}81 = 370{,}81 \text{ Calorieen}.$$

Während der Einströmungsperiode giebt das Dampfhemd keine Wärme ab, da der Unterschied zwischen der Temperatur des äußeren und inneren Dampfes nur $150{,}79 - 146{,}46 = 4{,}33^0$ beträgt. Während der Expansion im kleinen Cylinder findet Condensation statt und der Dampf giebt an Wärme ab:

$$J_0 - J_1 = 348{,}64 - 340{,}86 = 7{,}78 \text{ Calorieen}.$$

Andrerseits hat aber die verrichtete Arbeit an Wärme absorbirt:

$$A F_\delta = \frac{2401{,}1}{424} = 6{,}61 \text{ Calorieen},$$

es sind also von den Cylinderwänden aufgenommen worden:

$$7{,}78 - 6{,}61 = 1{,}17 \text{ Calorie},$$

und da der Unterschied zwischen der äußeren und inneren Temperatur von 4,33 auf $150{,}79 - 135{,}53 = 15{,}26^0$ gestiegen ist, so wird auch das Dampfhemd eine noch unbestimmte Wärmemenge an das Innere des Cylinders abgegeben haben.

Wir kommen nun zum großen Cylinder, wo die Wände

$$J_1 - J_2 = 340{,}86 - 287{,}09 = 53{,}77 \text{ Calorieen}$$

absorbirt haben. Diese beträchtliche Wärmemenge wird aber sofort wieder zur Verdampfung verwendet, da sich

$$38{,}37 - 11{,}56 = 26{,}81 \text{ Proc. Wasser}$$

in Dampf verwandelt haben und am Ende des Hubes eine Wärmemenge von $J_3 = 370{,}81$ Calorieen vorhanden ist, was einer Vermehrung um

$$J_3 - J_2 = 370{,}81 - 287{,}09 = 83{,}72 \text{ Calorieen}$$

entspricht, obgleich die in dieser Periode verrichtete Arbeit

$$A F_\Delta = \frac{14454{,}6}{424} = 34{,}09 \text{ Calorieen}$$

absorbirt hat.

Das Gemisch von Dampf und Wasser zieht nun nach dem Condensator ab, wobei dem großen Cylinder eine unbekannte Wärmemenge R_c entzogen wird, ferner tritt noch ein Verlust durch Wärmestrahlung ein, den ich nach früheren Erfahrungen zu $a = 9$ Calorieen schätze, und endlich entspricht der Kolbenreibung ein Verlust $b = 1$ Calorie. Es ist also im Ganzen an Wärmeeinheiten erforderlich:

zur Verdampfung des Wassers während des Expandirens	83,72	Calor.
zur Verrichtung der Arbeit F_Δ	34,09	"
Wärmeverlust durch den Condensator	R_c	
desgl. durch äußere Abkühlung	9	"
Summe	$R_c + 126{,}81$	Calor.

Andrerseits werden folgende Wärmemengen frei:

durch Condensirung von Dampf im Dampfhemde $0{,}0773 (606{,}5 + 0{,}305\,t - q) = 0{,}0773 . 500{,}23 =$	38,67	Cal.
durch die Condensation während des Dampfeintritts*) $(0{,}1607 - y)(606{,}5 + 0{,}305\,t' - q')$ $(0{,}1607 - y)\,503{,}34 =$	$80{,}89 - 503{,}34\,y$	"
durch Condensation im kleinen Cylinder nach Abzug der auf Verrichtung von Arbeit verwendeten Wärme	1,17	"
durch Condensation beim Austritt vom kleinen zum großen Cylinder	53,77	"
durch die Kolbenreibung	1,00	"
Summa	$175{,}50 - 503{,}34\,y$	Cal.

Die beiden Summen müssen einander gleich sein, also folgt:

$$R_c + 126{,}81 = 175{,}50 - 503{,}34\,y$$
$$R_c + 503{,}34\,y = 48{,}69 \text{ Calor.}$$

Das ist die einzige Beziehung zwischen den Unbekannten R_c und y, wir haben jedoch in Gemeinschaft mit Herrn Leloutre bei einem Cylinder ohne Dampfhemde constatirt, daß die Abkühlung R_c annähernd der Wärmemenge gleich ist, welche zur Verdampfung der 70 Procent im Dampfe am Ende des Hubes enthaltenen Wassers erforderlich ist. Da diese Verdampfung bei dem während des Austritts unter

*) y bedeutet die in das Dampfhemde übergerissene Wassermenge. Da der Fehler sehr gering ist, welcher begangen wird, wenn man annimmt, daß das übergerissene Wasser bis in den Cylinder gelange und beim Durchgang durch das Dampfhemde keine Vermehrung erfahre, so erscheint diese Annahme zulässig.

dem Kolben herrschenden mittleren Drucke erfolgt und das Wassergewicht $0{,}0804^k$ beträgt, so erhält man

$$R_c = 0{,}7 \,.\, 0{,}0804\,(606{,}5 + 0{,}305\,t - q) =$$
$$0{,}7 \,.\, 0{,}0804 \,.\, 564{,}35 = 31{,}76 \text{ Calorieen.}$$

Für einen mit Dampfhemde versehenen Cylinder ist dieser Werth von R_c etwas niedrig; das übergerissene Wasserquantum, welches man daraus ableitet, ist ein Maximum, nämlich

$$y = \frac{48{,}69 - 31{,}76}{503{,}34} = 0{,}0336^k \text{ oder}$$

$$\frac{0{,}0336}{0{,}7729} = 4{,}35 \text{ Proc.}$$

Nimmt man 4 Proc. oder 0,0309 an, so wird man der Wahrheit sehr nahe kommen; die von uns an Dampfkesseln in gleichen Verhältnissen abgeleiteten Ziffern haben zwischen 4 und 6 Proc. geschwankt. Aus der Annahme 0,0309 berechnet sich

$$R_c = 48{,}69 - 503{,}34 \,.\, 0{,}0309 = 48{,}69 - 15{,}55 =$$
$$33{,}14 \text{ Calorieen.}$$

Liegende Dampfmaschine mit einem Cylinder.

Diese Maschine besitzt ein vollständiges Dampfhemde am Umfange wie an dem vordern und hintern Boden. Die in Gemeinschaft mit Herrn Leloutre ausgeführten Untersuchungen, deren bereits oben gedacht wurde, haben mir gestattet, bei dieser Maschine rasch vorzugehen; ich habe in kurzer Zeit alle erforderlichen Data gesammelt und überdies hinreichende Beobachtungen erhalten, um den Dampfverbrauch controliren zu können, hierbei aber gefunden, daß Verluste durch Undichtheit des Kolbens unmöglich stattfinden können.

Ermittelung der Arbeit.

Aus den Curven und Dimensionen der Maschine erhält man

den Druck am Eintritt in das Dampfhemd		$= 5{,}730^k$
„ „ im Cylinder am Ende des Einströmens . . .	p_0	$= 5{,}368$ „
„ „ im Cylinder am Ende des Hubes	p_n	$= 1{,}033$ „
den Gegendruck auf den Kolben . .	p_e	$= 0{,}376$ „
das Volumen des Kolbenhubes . . .	V_n	$= 0{,}0994^{cbm}$
den schädlichen Raum	V_p	$= 0{,}0030$ „

Zur Bestimmung des Exponenten α der Expansionsformel dienen uns folgende zusammengehörige Werthe

$$p_7 = 2{,}806^k \qquad V_7 = 0{,}03282^{cbm}$$
$$p_{17} = 1{,}202^k \qquad V_{17} = 0{,}08252^{cbm},$$

und es ergiebt sich hieraus:

$$\alpha = \frac{\log 2{,}806 - \log 1{,}202}{\log 0{,}08252 - \log 0{,}03282} \doteq 0{,}92.$$

Ferner berechnet sich aus den Spannungen p_0, p_7 und dem Volumen V_7 das Volumen V_0 des neu zugetretenen Dampfes

$$\log V_0 = \log V_7 - \frac{\log p_0 - \log p_7}{\alpha} = \log 0{,}03282 - \frac{\log 5{,}368 - \log 2{,}806}{0{,}92}$$
$$V_0 = 0{,}01622^{cbm},$$

daher das Volumen des bei der Füllung vom Kolben beschriebenen Raumes

$$V_0' = V_0 - V_p = 0{,}01622 - 0{,}0030 = 0{,}01322^{cbm}.$$

Die Arbeit unter Berücksichtigung der schädlichen Räume zerfällt in zwei Perioden, nämlich

1. die Arbeit mit frischem Dampf:

$$F_p = p_0 V_0' = 53680 \,.\, 0{,}01322 = \ldots\ldots\ldots\ldots \; 709{,}65^{mk},$$

2. die Arbeit des expandirenden Dampfes:

$$F_\delta = \frac{p_0 V_0}{1-\alpha}\left[\left(\frac{V_0}{V_n + V_p}\right)^{\alpha - 1} - 1\right] = \frac{53680 \,.\, 0{,}01622}{1 - 0{,}92}\left[\left(\frac{0{,}01622}{0{,}1024}\right)^{0{,}92 - 1} - 1\right] = 1728{,}32^{mk},$$

zusammen pro Spiel $1728{,}32 + 709{,}65 = 2437{,}97^{mk}$.

Da das Gewicht des pro Spiel verbrauchten Dampfes und Wassers $M = 0{,}0813^k$ beträgt, so berechnet sich der Dampfverbrauch pro Pferdekraft und Stunde auf

$$\frac{0{,}0813 \,.\, 270000}{2437{,}97} = 9{,}0035^k.$$

Der durch den schädlichen Raum hervorgerufene Verlust berechnet sich wie folgt. Bei der Expansion des zugetretenen Volumens V_0 auf V_n würde

die Arbeit während des Einströmens

$$p_0 V_0 = 53680 . 0{,}01622 = \ldots\ldots \quad 870{,}69^{mk},$$

diejenige während der Expansion

$$\frac{p_0 V_0}{1-\alpha}\left[\left(\frac{V_0}{V_n}\right)^{\alpha-1} - 1\right] = \frac{53680 . 0{,}01622}{1-0{,}92}\left[\left(\frac{0{,}01622}{0{,}0994}\right)^{0{,}92-1} - 1\right] = \ldots \quad 1698{,}72 \text{ „}$$

zusammen $F_0 = 2569{,}41^{mk}$

betragen, der Verlust durch den schädlichen Raum ist also

$$\frac{F_0 - F}{F_0} = \frac{2569{,}41 - 2437{,}97}{2569{,}41} = 5{,}15 \text{ Proc.}$$

Dem Gegendrucke auf dem Kolben entspricht eine Widerstandsarbeit $V_n p_c = 3760 . 0{,}0994 = 373{,}74^{mk}$ pro Spiel oder ein Verlust von

$$\frac{373{,}74}{2569{,}41} = 14{,}55 \text{ Proc.}$$

Bei einer besseren Einrichtung des Condensators und der Dampfwege hätte dieser Verlust sicher auf 10 Proc. und weniger herabgezogen werden können, denn das Vacuum ist mangelhaft.

Zustandsänderungen des Dampfes.

Bei dieser Maschine habe ich nicht nur den Wassergehalt des in das Dampfhemde eingeführten Dampfes, sondern auch die Vermehrung desselben während des Verweilens des Dampfes in diesem Mantel, sowie die Menge des darin abgesetzten Wassers direct bestimmt*), so daß alle erforderlichen Data vorhanden sind, und zwar

Gewicht des aus dem Kessel abgegebenen Dampfes und Wassers . . . . . . $= 0{,}0813^k$
Gewicht des im Dampfhemde sich sammelnden Wassers . . . . $= 0{,}0070$ „
Gewicht des in den Cylinder eintretenden Dampfes und Wassers . . . . . . $= 0{,}0743$ „
Uebergerissenes Wasser in dem Dampfe beim Eintritt in das Dampfhemd 6,56 Proc. . $= 0{,}0053$ „
desgl. beim Eintritt in den Cylinder 9,88 Proc. $= 0{,}0073$ „
Vermehrung des Wassergehaltes 3,32 Proc. $= 0{,}0020$ „
Dampf, welcher am Ende der Admissionsperiode vorhanden ist . . . . $= 0{,}0462$ „
Wassergehalt desselben, 37,82 Proc. . . . $= 0{,}0281$ „
Dampf, welcher um Ende des Hubes vorhanden ist, ... $= 0{,}0620$ „
Wassergehalt desselben 16,55 Proc. . . . $= 0{,}0123$ „

Die in dem Dampfe enthaltenen Wärmemengen betragen:

am Ende der Admissionsperiode:

$$J_0 = m_{v_0} \varrho_0 + M_0 q_0 = 0{,}0462 . 453{,}87 + 0{,}0743 . 155{,}23 = 32{,}60 \text{ Calorieen,}$$

am Ende des Hubes:

$$J_n = m_{v_n} \varrho_n + M_0 q_n = 0{,}0620 . 496{,}30 + 0{,}0743 . 100{,}50 = 38{,}24 \text{ „}$$

Während der Expansionsperiode sind also hierzu und zur Verdampfung von 37,82 — 16,55 = 21,27 Proc. Wasser an Wärmeeinheiten erforderlich gewesen:

$J_n - J_0 = 38{,}24 - 32{,}60 = \ldots\ldots$ 5,64 Calorieen
zur Verrichtung der Arbeit F_δ: $\frac{1728{,}32}{424} = \ldots\ldots$ 4,76 „
Verlust durch den Condensator . . . . R_c
Verlust durch äußere Abkühlung, abzuschätzen auf a = ... 1,00 „
Summe R_c + 11,40 Calorieen

Diese Wärmemenge ist abgegeben worden durch die Condensation im Dampfhemde und im Innern des Cylinders während der Einströmung, sowie durch die Kolbenreibung, welche letztere Wärmemenge auf b = 0,25 Calorieen zu schätzen ist, und zwar entstehen durch das im Dampfhemde niedergeschlagene Wasser ($0{,}0070^k$) und die Vermehrung des Wassergehaltes ($0{,}0020^k$)

$$y_1 r_1 = (0{,}0070 + 0{,}0020)(606{,}5 + 0{,}305 t - q) = 0{,}0090 . 496{,}33 = 4{,}47 \text{ Calorieen,}$$

durch das am Ende der Einströmung im Dampfe enthaltene Wasserquantum $y_2 = 0{,}0281 - 0{,}0073 = 0{,}0208^k$

$$y_2 r_2 = 0{,}0208 . (606{,}5 + 0{,}305 t' - q') = 0{,}0208 . 498{,}14 = 10{,}36 \text{ Calorieen,}$$

durch das aus dem Dampfmantel in den Cylinder übergeführte Wasser

*) Nach der Hirn'schen Methode. Vergl. Bull. d. l. Société ind., Juin 1873. (Civilingenieur. Bd. XIX, Notizblatt S. 72.)

$$0{,}0073\,(157{,}78 - 155{,}28) = 0{,}02 \text{ Calorieen,}$$

durch die Kolbenreibung $b = 0{,}25$ Calorieen.

Stellt man diese Wärmemengen einander gegenüber, so folgt

$$y_1 r_1 + y_2 r_2 + 0{,}02 + b = J_n - J_0 + AF_\delta + R_c + a \text{ und}$$
$$R_c = 4{,}47 + 10{,}36 + 0{,}02 + 0{,}25 - 11{,}40 = 3{,}70 \text{ Calorieen.}$$

Wie weiter oben auseinandergesetzt worden ist, besteht der Verlust durch den Condensator in der Wärmemenge, welche das an den Wänden des Cylinders niedergeschlagene Wasser bei seiner Verdampfung während der Expansion den Cylinderwänden entzieht, und da nach unsern Versuchen 0,7 des gesammten im Dampfe enthaltenen Wassers wieder verdampft wird, so können wir setzen

$$R_c = 0{,}7\,(M_0 - M_{v_n})\,r_c,$$

wenn M_0 das Gewicht des in den Cylinder eingetretenen Dampf- und Wassergemenges, m_{v_n} das Gewicht des am Ende vorhandenen Dampfes, $r_c = 555{,}38$ die zur Verdampfung von 1 k Wasser bei dem während der Expansion hinter dem Kolben herrschenden Drucke von 0,376 k erforderliche Wärme bedeutet. In dem Dampf- und Wassergemenge wird dem [Cy]linder eine Wärmemenge

$$(M_0 - 0{,}0073)(606{,}5 + 0{,}305\,t) + 0{,}0073\,q$$

zugeführt, wo t und q die dem Drucke $p = 5{,}730$ [k im] Dampfhemde entsprechenden Größen sind. Hierzu komm[t die] Wärmemenge, welche die Condensation im Dampfh[emde] abgiebt, $= 4{,}47$ Calorieen. Also hat man im Ga[nzen] $M_0 . 654{,}12 - 0{,}0073 . 496{,}33 + 4{,}47$ und dies muß der [im] Condensator wiedergefundenen Wärmemengen $J_n + R_c$ g[leich] sein, vermehrt um die Verluste $AF + a - b$, nämli[ch]

$$AF = \frac{2437{,}97}{424} = 5{,}75$$
$$a = 1{,}00$$
$$b = 0{,}25$$

Nun ist $J_n = m_{v_n} \varrho_n + M_0 q_n = 0{,}0620 . 496{,}30 + M_0 . 100{,}50 = 30{,}77 + 100{,}5\,M_0$ Calorieen,

$$R_c = 0{,}7\,(M_0 - m_{v_n}) . 555{,}38 = 0{,}7 . 555{,}38\,(M_0 - 0{,}0620) = 388{,}77\,M_0 - 24{,}10 \text{ Calorieen,}$$

Hiernach ergiebt sich

$$M_0 . 654{,}12 - 3{,}62 + 4{,}47 = 30{,}77 + 100{,}5 . M_0 + 388{,}77\,M_0 - 24{,}10 + 5{,}75 + 1 - 0{,}25$$

und

$$M_0 = 0{,}0747 \text{ k}.$$

Da bei der directen Messung hierfür 0,0743 k gefunden worden ist, so differirt die berechnete Menge nur um 0,54 Proc. und man hat hieraus zu folgern, daß der Verlust durch Undichtheit des Kolbens nur sehr gering sein kann.

Vierhundertpferdige Dampfmaschine mit zwei Cylindern.

Im Nachstehenden behandeln wir die von Professor Linde in München am 21. bis 24. März 1871 geprüfte Maschine, welche von derselben Construction ist, wie die vorher besprochene. Die angestellten Versuche betrafen blos den Brennmaterialverbrauch und es ist zu bedauern, daß trotz der zahlreichen erhobenen Daten zweierlei übersehen ist, was für die vollständige Analyse der Maschine unentbehrlich ist, nämlich die Menge des Wassers in dem Dampfe beim Eintritt ins Dampfhemd und die Zunahme des Wassergehaltes beim Durchgange durch dieses Hemd, sowie das mittlere Expansionsgesetz während der Versuche. Meine Versuche an der obigen Maschine gestatten mir die Ergänzung der Beobachtungen, so daß ich die vollständige Analyse bezüglich des einen Cylinders (des rechts liegenden) für den 22. März anstellen kann, für die anderen Tage wäre derselbe Gang zu befolgen.

Aus dem Bericht des Herrn Linde entlehne ich folg[ende] Data:

Druck beim Eintritt ins Dampfhemde 5,060 Atmosphären	= 6,[illegible]
Druck am Ende der Admissionsperiode 4,930 Atmosphären	= 6,[illegible]
Arbeit des einen Kolbens nach dem Indicatordiagramme	= 200 Pfer[dekraft]
Verbrauch pro stündliche Pferdekraft 18,036 Liter	= 9,[illegible]
Umdrehungszahl pro Minute	= 39,[illegible]
Dampfverbrauch pro Kolbenspiel . . .	= 0,[illegible]
Condensirtes Wasser im Dampfhemde pro Spiel 6,38 Proc.	= 0,0[illegible]

Aus den Curven habe ich durch Ausmessen derse[lben] das Expansionsgesetz abgeleitet und über die Größe des s[chäd]lichen Raumes ist mir von einem Ingenieur der Maschi[nen]bauanstalt mitgetheilt worden, daß derselbe 2 Proc. des Kolben durchlaufenen Raumes, also 0,0114 cbm beträgt.

Ermittelung der Arbeit.

Hierzu dienen nachstehende Beobachtungsdata und genommenen Maaße:

Druck beim Eintritt in das Dampfhemd $= 6{,}260^{k}$
„ im Cylinder zu Ende der Admissionsperiode . . . . . . $p_0 = 6{,}126$ „
Gegendruck auf den Kolben . . . . $p_e = 0{,}341$ „

Volumen eines Kolbenhubes . . . . $V_n = 0{,}5679^{cbm}$
„ des schädlichen Raumes . . . $V_p = 0{,}0114$ „

Der Exponent α ergiebt sich aus dem mittleren Diagramm vorn am Cylinder

$$\alpha = \frac{\log p - \log p'}{\log v' - \log v} = \frac{\log 3{,}445 - \log 0{,}884}{\log 0{,}5222 - \log 0{,}1249} = 0{,}95,$$

und aus dem mittleren Diagramm hinten

$$\alpha = \frac{\log 3{,}884 - \log 0{,}934}{\log 0{,}5222 - \log 0{,}1249} = 0{,}99,$$

es läßt sich also im Mittel setzen: $\alpha = 0{,}97$.

Die indicirte Arbeit betrug bei 39,347 Umdrehungen pro Minute 200 Pferdekräfte, also pro Spiel $\frac{200.60.75}{2.39{,}347}$ $= 11436{,}7^{mk}$ und die Arbeit des Gegendruckes $0{,}5676.3410 = 1935{,}5^{mk}$, so daß die gesammte absolute Arbeit betrug: $13372{,}2^{mk}$.

Zur Berechnung dieser Arbeit haben wir die Formel:

$$F = F_p + F_\delta = p_0 V_0' + \frac{p_0 V_0}{1-\alpha}\left[\left(\frac{V_0}{V_n + V_p}\right)^{\alpha - 1} - 1\right].$$

Da nach Abzug des schädlichen Raumes

$$V_0' = V_0 - 0{,}0114$$

ist, so ist hier nur $V_0 = x$ unbekannt und zu bestimmen aus:

$$13372{,}2 = 61260(x - 0{,}0114) + \frac{61260\,x}{1 - 0{,}97}\left[\left(\frac{x}{0{,}5790}\right)^{0{,}97-1} - 1\right].$$

Man erhält

$$x = V_0 = 0{,}0733^{cbm} \text{ und } V_0' = 0{,}0733 - 0{,}0114 = 0{,}0619^{cbm},$$

so wie den Druck am Ende des Hubes

$$p_n = p_0\left(\frac{V_0}{V_n + V_p}\right)^{\alpha} = 6{,}126\left(\frac{0{,}0733}{0{,}579}\right)^{0{,}97} = 0{,}825^{k}.$$

Es ergiebt sich ferner die Arbeit
während der Füllungsperiode

$$F_p = 61260.0{,}0619 \;\ldots\ldots\ldots\; = 3792{,}0^{mk}$$

und während der Expansionsperiode

$$F_\delta = \frac{61260.0{,}0733}{1 - 0{,}97}\left[\left(\frac{0{,}0733}{0{,}579}\right)^{0{,}97-1} - 1\right] \;\ldots\ldots\; = 9573{,}5 \text{ „}$$

Summa $F = 13365{,}5^{mk}$.

Die Differenz dieser Ziffer und der beobachteten beträgt nur $\frac{1}{2000}$, es berechnet sich also der Dampfverbrauch pro Pferdekraft und Stunde zu

$$\frac{0{,}3820.270000}{13372{,}2} = 7{,}7013^{k}.$$

Um die Arbeit zu bestimmen, welche in Folge der schädlichen Räume verloren geht, lasse man das neu zugetretene Dampfvolumen $V_0 = 0{,}0733^{cbm}$ in dem einem Kolbenhube entsprechenden Raume $V_n = 0{,}5676^{cbm}$ expandiren, wobei man erhält:

Arbeit während des Einströmens

$$p_0 V_0 = 61260.0{,}0733 = \;\ldots\ldots\ldots\; 4490{,}4^{mk}$$

Arbeit während der Expansion

$$\frac{p_0 V_0}{1-\alpha}\left[\left(\frac{V_0}{V_n}\right)^{\alpha-1} - 1\right] = \frac{61260.0{,}0733}{1 - 0{,}97}\left[\left(\frac{0{,}0733}{0{,}5676}\right)^{0{,}97-1} - 1\right] = 9474{,}7 \text{ „}$$

Arbeit bei Abwesenheit schädlicher Räume $F_0 = 13365{,}1^{mk}$.

Der Verlust durch die schädlichen Räume beträgt also:

$$\frac{F_0 - F}{F_0} = \frac{13965{,}1 - 13365{,}5}{13965{,}1} = 4{,}29 \text{ Proc.}$$

Der Gegendruck erzeugt eine Widerstandsarbeit

$$V_n p_c = 3410 . 0{,}5676 = 1935{,}5^{mk},$$

was einem Verluste von

$$\frac{1935{,}5}{13965{,}5} = 13{,}86 \text{ Proc.}$$

der absoluten Arbeit entspricht.

Zustandsänderungen des Dampfes.

In Ermangelung experimenteller Data über den Wassergehalt des in das Dampfhemd eintretenden Dampfes und über die Erhöhung desselben beim Durchgange des Dampfes durch das Dampfhemd muß ich versuchen, dafür einen Maximalwerth zu ermitteln.

An Beobachtungsdaten und Rechnungsunterlagen sind folgende auf ein Kolbenspiel bezogene Größen gegeben:

Gewicht des Dampf- und Wassergemenges beim Eintritt in den Dampfmantel . $M = 0{,}3820^k$

Gewicht des im Dampfmantel niedergeschlagenen Wassers 6,38 Proc. . . . . $= 0{,}0244$ „

Dampf und Wasser, welche in den Cylinder eintreten . . . . $M_0 = 0{,}3576$ „

Dampfgewicht, welches am Ende der Admission vorhanden ist . . . . . $= 0{,}2365$ „

darin enthaltenes Wasser, 33,96 Proc. . . $= 0{,}1211$ „

Dampfgewicht, welches am Ende des Hubes vorhanden ist . . . . $= 0{,}2843$ „

darin enthaltenes Wasser, 25 Proc. . . $= 0{,}0733$ „

Die im Dampfe enthaltenen Wärmemengen sind am Ende der Einströmung:

$J_0 = m v_0 \varrho_0 + M_0 q_0 = 0{,}2365 . 449{,}832 + 0{,}3576 . 160{,}45$ . . . . . . $= 136{,}76$ Cal.

am Ende des Hubes

$J_n = m v_n \varrho_n + M_0 q_n = 0{,}2843 . 501{,}141 + 0{,}3576 . 94{,}304$ . . . . . . $= 176{,}19$ „

Zur Verdampfung der 33,96 — 25 = 8,96 Procent Wasser während der Expansion sind also verbraucht worden

$J_n - J_0 = 176{,}19 - 163{,}76 =$. 12,43 Cal.

Die währenddem verrichtete Arbeit hat absorbirt

$A F_\delta = \frac{9573{,}5}{424} =$ . . . . . 22,58 „

die äußere Abkühlung giebt einen Verlust von 3 „

der Verlust durch den Condensator beträgt . . R_c „

Summa $R_c + 38{,}01$ Cal.

Dieser Wärmeverlust wird gedeckt

1. durch die Condensation des Wassers im Dampfhemde
$0{,}0244\,(606{,}5 + 0{,}305\,t - q) = 0{,}0244 . 493{,}85 = 12{,}05$ Cal.
2. durch die Condensation während der Einströmung
$(0{,}1211 - y)(606{,}5 + 0{,}305\,t - q) = 59{,}88 - 494{,}46\,y = -494{,}46\,y + 59{,}88$ „
3. durch die von der Kolbenreibung erzeugte Wärme b $= 0{,}60$ „

Summa $= -494{,}46\,y + 72{,}53$ Cal.

Durch Gleichsetzung der beiden Summen erhält man, da oben gefunden wurde

$$R_c = 0{,}70 . 0{,}0733\,(606{,}5 + 0{,}305\,t - q) = 0{,}7 . 0{,}0733 . 556{,}58 = 28{,}56 \text{ Cal.},$$

was jedoch etwas zu niedrig ist, da das Dampfhemd die Verdampfung während des Austritts jedenfalls verstärken wird, den Wassergehalt

$$y = \frac{72{,}53 - 66{,}57}{494{,}46} = 0{,}0120^k$$

oder

$$\frac{0{,}0120}{0{,}3820} = 3{,}14 \text{ Proc.}$$

von dem Gewicht des Gemenges beim Eintritt in das Dampfhemde.

Vergleichung der drei Dampfmaschinen.

Vorstehende Rechnungen zeigen, daß in diesen Specialfällen die nämliche Methode überall Kenntniß von den verschiedenen Phasen der Arbeit, sowie von den Zustandsänderungen des Dampfes giebt, oder mit andern Worten, für jeden Kolbenstand die erzeugte Arbeit und den inneren thermischen Zustand der Dampfmaschine kennen lehrt.

Die erzielten Resultate werden mir nun noch dazu dienen den relativen Werth der drei Apparate festzustellen, wobei ich mit den beiden liegenden Maschinen beginne.

Die 64 pferdige Maschine (No. I) zeigt einen Dampfverbrauch pro stündliche Pferdekraft von . . . $9{,}0038^k$

die 200 pferdige (Nr. II) dagegen . . . . . $7{,}7013$ „

Letztere ist also um $\frac{9{,}0038 - 7{,}3013}{9{,}0038} = 14{,}46$ Proc. besser.

Maschine Nr. I hat pro Spiel verbraucht an Wasser $0{,}0813^k$

die bis zum Ende der Admission neu zugetretene Dampfmenge ist . . . . $0{,}0462$ „

folglich erhebt sich die Menge des übergerissenen, im Dampfhemde niedergeschlagenen und wäh-

rend der Admissionsperiode condensirten Wassers auf 13,17 Proc. . . . . = 0,0351 k
Maschine II hat pro Spiel verbraucht . . . . 0,3820 „
und während der Admission war an Dampf neu zugetreten . . . . 0,2365 „
folglich beträgt hier das niedergeschlagene Wasser 38,09 Proc. . . . . = 0,1455 „

Da bei unseren Versuchen mit Maschine I an der Dampfleitung kein Condensationswassertopf angebracht war, wie bei den Linde'schen Versuchen, so ist letztere Ziffer noch um das darin zurückgehaltene Wasser zu erhöhen, nämlich um $\frac{1383}{86887}$ = 1,59 Proc., so daß man 39,68 Proc. zu setzen hat.

Maschine II ist auch mit der Woolf'schen Maschine direct vergleichbar, da wir für beide Motoren das übergerissene Wasser und die Abkühlungsverluste analog bestimmt haben. Der Dampfverbrauch ist fast genau gleich.

Die Woolf'sche Maschine hat pro stündliche Pferdekraft verbraucht . . . . 7,6663 k
die Maschine Nr. II . . . . 7,7013 „
also 0,45 Proc. mehr als erstere.

Der Verbrauch an Dampf und Wasser pro Kolbenspiel betrug
bei der Woolf'schen Maschine . . . . . . 0,7729 k
bis Ende der Einströmung war zugetreten . . 0,5349 „
also betrug die Menge des übergerissenen, im Dampfhemde abgesetzten und während der Einströmung condensirten Wassers 30,8 Proc. = 0,2380 „

Bei dieser Maschine entziehen aber die ziemlich schwer zu ermittelnden schädlichen Räume 17,86 Proc. und bei Maschine II blos 4,29 Proc.; nach meiner Ansicht wäre es indessen möglich, eine liegende Woolf'sche Maschine mit nicht viel größeren schädlichen Räumen zu construiren, als bei gewöhnlichen eincylindrigen liegenden Maschinen, ohne dabei den Ein- und Ausströmungscanälen minder günstige Dimensionen zu geben. Gelänge eine derartige Construction, so würde die Woolf'sche Maschine eine um 14 Proc. bessere Wirkung geben. Diese 14 Proc. repräsentiren den Gewinn, den die Verwendung eines besonderen Expansionscylinders gegen die eincylindrige Maschine zu realisiren im Stande ist. Um denselben zu erzielen, muß man die schädlichen Räume so reduciren, daß sie nicht größer sind, als bei eincylindrigen Maschinen, also bis auf 1 bis 2 Proc. des vom Kolben beschriebenen Raumes, während sie bei Woolf'schen Maschinen meist 10 Proc. betragen.

Bei dieser Vergleichung habe ich absichtlich den Arbeitsverlust durch die Condensation zwischen dem kleinen und großen Cylinder außer Ansatz gelassen; diese Condensation ist unvermeidlich, wenn nicht beide Cylinder in ein Dampfhemd eingeschlossen werden.

Vergleichung nach Wärmeeinheiten.

Vorstehende Vergleichung ist nicht ganz exact, da bei jeder Maschine der Procentgehalt an übergerissenem Wasser variabel ist; man wird daher besser thun, die Wärmemengen zu vergleichen, welche in dem Dampf- und Wassergemenge enthalten sind.

Maschine Nr. I bedarf pro stündliche Pferdekraft bei 6,56 Proc. übergerissenem Wasser

$$J = 9{,}0038\,(1 - 0{,}0656)\,(650 + 0{,}305\,t) + 0{,}0656 \,.\, 9{,}0038\,q = 5596{,}43 \text{ Calorieen},$$

Maschine Nr. II aber bei 3,14 Proc. übergerissenem Wasser:

$$J = 7{,}7013\,(1 - 0{,}0314)\,(650 + 0{,}305\,t) + 0{,}0314 \,.\, 7{,}7013\,q = 4926{,}32 \quad „$$

die Woolf'sche Maschine endlich mit 4 Proc. übergerissenem Wasser:

$$J = 7{,}663\,(1 - 0{,}04)\,(650 + 0{,}305\,t) + 0{,}04 \,.\, 7{,}663\,q = 4848{,}88 \quad „$$

Die Maschine Nr. I braucht daher an Wärmeeinheiten

$$\frac{5596{,}43 - 4926{,}32}{5596{,}43} = 11{,}98 \text{ Proc. mehr als die Maschine Nr. II,}$$

wogegen die Woolf'sche Maschine

$$\frac{4926{,}32 - 4848{,}88}{4926{,}32} = 1{,}57 \text{ Proc. weniger verbraucht, als Maschine Nr. II.}$$

Wenn man auf die verschiedenen Arbeitsverluste näher einginge, würde man wohl die Differenz von 11,98 Proc., welche zwischen den beiden liegenden Maschinen stattfindet, zu erklären im Stande sein, auch würde sich bezüglich der Woolf'schen Maschine zeigen, daß sie bei gleich großen schädlichen Räumen gegen die eincylindrigen Maschinen 14 Proc. Vortheil bieten, lediglich in Folge der Expansion in einem besonderen Cylinder, ich sehe indessen zur Zeit hiervon ab, da dies wieder mit einer Reihe neuer Erörterungen verbunden ist und mir noch einige Ziffern fehlen, die zur Aufstellung allgemeiner Folgerungen nöthig wären.

Schlußfolgerungen.

Nach Vorstehendem muß man möglichst die Condensation von Dampf im Innern der Cylinder vermeiden und darnach trachten, am Ende der Admissionsperiode einen möglichst geringen Wassergehalt im Dampfe zu bekommen. Dieses Resultat kann man erhalten

1. durch Anwendung trockenen Dampfes von hoher Temperatur,
2. durch Trennung des in den Cylinder eintretenden und des das Dampfhemd füllenden Dampfes, sowie durch Umhüllung des ganzen Cylinders (auch der Böden) mit Dampfhemd.

Sind diese Bedingungen erfüllt, so wird der Dampf des Dampfhemdes so viel Wärme abgeben, als zur Vermeidung von Condensation während der Admissionsperiode nöthig ist, und man wird am Ende dieser Periode einen möglichst trocknen Dampf im Cylinder haben, also auch die Abkühlung durch den Condensator auf das Minimum herabgebracht sein.

Die übrigen Verluste, wie das Sinken des Druckes zwischen dem Dampfmantel und dem Cylinder, sowie dasjenige in Folge der schädlichen Räume haben schon längst die Aufmerksamkeit der Ingenieure erweckt, obgleich diese Einflüsse nicht so genau bestimmt werden konnten, als es uns möglich war. Es läßt sich diesen Verlusten durch wohl[illegible] Construction abhelfen, besonders vortheilhaft dürft[illegible] Trennung der Schieber sein, da eine derartige [illegible] des Vertheilungsapparates neben der Isolirung [illegible] Dämpfe die Füglichkeit bieten würde, die [illegible] Dampfwege, sowie das Voreilen beim Austritt zwe[illegible] vergrößern.

Schließlich möchte ich noch ein von Herrn G. [illegible] entdecktes Verhältniß hervorheben. Derselbe hat [illegible] Folge von drei unter anderen Verhältnissen angeste[illegible] suchen*) durch die Analyse der an seiner Maschine [illegible] Resultate bewiesen, daß selbst die stärkste Undichthei[illegible] bens fast keinen Verlust verursacht, und dieses [illegible] durch die Messung des Condensationswassers bestätig[illegible] Die von Hirn aufgestellten Formeln haben mir [illegible] telung des Dampfverbrauches für die 64pferdige [illegible] Nr. I ermöglicht und es ergiebt sich hierbei, daß [illegible] Kolben so dicht wie möglich ist, obgleich die Masc[illegible] horizontalen Cylinder besitzt.

(Nach dem Bulletin de la société indust[illegible] Mulhouse. Supplément d'Aout. 187[illegible]

*) Diese Versuche sind von mir und Herrn Leloutre [illegible] 1780 und September 1871 abgeführt worden.

Analyse zweier Corlißmaschinen nebst Untersuchungen übe[r die] Wirkung des Dampfhemdes.

Von

O. Hallauer in Mülhausen.

In der letzten Abhandlung, welche ich der Société industrielle vorgelegt habe (Sitzung vom 30. April 1873), ist eine neue Methode analytischer Untersuchungen über Dampfmaschinen dargelegt und an drei Dampfmaschinen verschiedenen Systems mit Dampfhemden durchgeführt. Da der rasche Wärmeaustausch zwischen den Cylinderwänden und dem daran niedergeschlagenen Wasser, sowie der beträchtliche Einfluß, den ein Dampfhemd auf die Leistung und den Dampfverbrauch ausüben kann, mancherlei Zweifel hervorgerufen hat, so will ich im Nachstehenden die Analyse dieser Motoren von Zehntel zu Zehntel des Hubes mittheilen, wo[illegible] was ich über die Zustandsänderung der Dämpfe i[illegible] pansionsmethode gesagt habe, bestätigt wird. Fern[illegible] die Untersuchungen über den Einfluß des Dan[illegible] welche schon in meiner ersten Abhandlung angeste[illegible] sind, noch eingehender bezüglich ihrer physikalischen [illegible] wiederholen. Bei der Vergleichung der beiden [illegible] bezüglich des Dampfverbrauches pro absolute Pf[illegible]

*) Hierunter wird die Arbeit verstanden, welche gele[illegible] könnte, wenn keine schädlichen Räume vorhanden wären.

Zu Fig. 5 und 8.

Abscissen der abgewickelten Lagerfuge

der inneren Gewölbfläche				der äusseren Gewölbfläche.		
Nr.	t	x_s	x	t	x_s	x
9½	0.00	3.625	3.625	0.00	4.875	4.875

Absciss
in der
fläche.

Fig. 11.

Fig. 12.

Fig. 13.

Fig. 14.

Fig. 15.

Fig. 16.

Fig. 17.

Fig. 18.

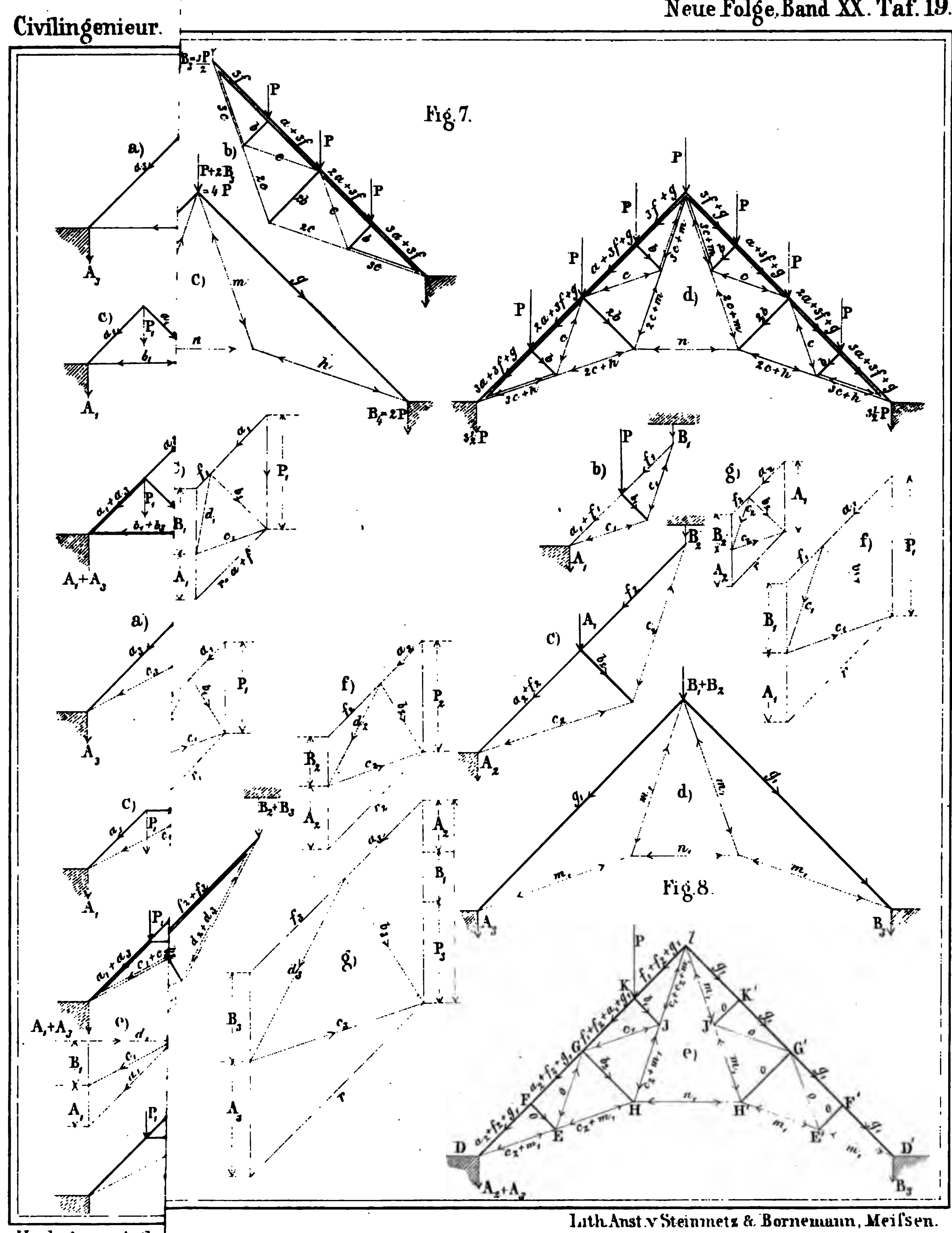
Fig. 19.

Fig. 20.

Fig. 21.

on Arthur Felix in

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.



Verlag von Arthu[r]
Lith. Anst. v Steinmetz & Bornemann, Meissen.

diejenige während der Expansion Uebertrag $= 817{,}07^{mk}$

$$\frac{P_0 V_0}{1-\alpha}\left[\left(\frac{V_0}{V_n}\right)^{\alpha-1}-1\right] = \frac{51550 \,.\, 0{,}01585}{1-0{,}90}\cdot\left[\left(\frac{0{,}01585}{0{,}21121}\right)^{-0{,}1}-1\right] = \;.\;.\;.\; 2415{,}26^{mk}$$

zusammen $F_0 = 3232{,}33^{mk}$.

Hiernach beträgt der Verlust durch den schädlichen Raum

$$\frac{F_0 - F}{F_0} = \frac{3232{,}33 - 2898{,}36}{3232{,}33} = 10{,}33 \text{ Proc.},$$

ist also ziemlich bedeutend, weil die Füllung gering ist.

Der Gegendruck auf den Kolben P_c beträgt $0{,}1246^k$ und es entspricht demselben eine Widerstandsarbeit

$$V_n P_c = 1246 \,.\, 0{,}21121 = 263{,}17^{mk},$$

oder in Procenten der absoluten Arbeit:

$$\frac{V_n P_c}{F_0} = \frac{263{,}17}{3232{,}33} = 8{,}14 \text{ Proc.}$$

b) Maschine mit Dampfhemd.

Für das Expansionsgesetz erhält man aus den Werthen

$$P_3 = 4{,}542^k, \quad V_3 = 0{,}02828^{cbm},$$
$$P_{20} = 0{,}835^k, \quad V_{20} = 0{,}20780^{cbm}$$

den Exponenten $\alpha = 0{,}85$.

Ferner ist bekannt $P_0 = 5{,}224^k$ und es berechnet sich daher

$$\log V_0 = \log 0{,}02828 - \frac{\log 5{,}224 - \log 4{,}542}{0{,}85},$$

$$V_0 = 0{,}02398^{cbm},$$

$$V_0' = V_0 - V_p = 0{,}02398 - 0{,}00716 = 0{,}01682^{cbm}.$$

Die bei Anwesenheit von schädlichen Räumen verrichtete Arbeit beträgt in der Periode der Einströmung

$$F_p = V_0' P_0 = 52240 \,.\, 0{,}01682 = \;.\;.\;.\;.\; 878{,}68^{mk}$$

in der Expansionsperiode:

$$F_\delta = \frac{52240 \,.\, 0{,}02398}{1-0{,}85}\left[\left(\frac{0{,}02398}{0{,}21837}\right)^{-0{,}15}-1\right] = 3280{,}50^{mk}$$

zusammen $F = 4159{,}18^{mk}$.

Nach dem Diagramm erhält man $4196{,}5^{mk}$ oder

$$\frac{4196{,}5 - 4159{,}18}{4196{,}5} = 0{,}89 \text{ Proc. mehr},$$

und da nach der Messung pro Kolbenhub $0{,}1253^k$ Dampf und Wasser verbraucht werden, so beträgt der Dampfverbrauch pro stündliche Pferdekraft:

$$\frac{0{,}1253 \,.\, 270000}{4196{,}5} = 8{,}0617^k.$$

Wäre kein schädlicher Raum vorhanden, so würde die Arbeit betragen bei der Einströmung

$$P_0 V_0 = 52240 \,.\, 0{,}02398 = \;.\;.\;.\;.\;.\; 1252{,}72^{mk},$$

bei der Expansion:

$$\frac{52240 \,.\, 0{,}02398}{1-0{,}85}\left[\left(\frac{0{,}02398}{0{,}21121}\right)^{-0{,}15}-1\right] = 3221{,}99 \;\text{„}$$

zusammen $F_0 = 4474{,}71^{mk}$,

also beträgt der Verlust durch den schädlichen Raum

$$\frac{F_0 - F}{F_0} = \frac{4474{,}71 - 4159{,}18}{4474{,}71} = 7{,}05 \text{ Proc.};$$

derselbe ist geringer, als bei der Maschine ohne Dampfhemde.

Wegen des Gegendruckes im Condensator von $0{,}2327^k$ erhält man die negative Arbeit

$$V_n P_c = 2327 \,.\, 0{,}21121 = 491{,}48^{mk},$$

welche einen Verlust bewirkt von

$$\frac{491{,}48}{4474{,}71} = 10{,}98 \text{ Proc.}$$

Dieser Verlust ist mithin größer als bei der Maschine ohne Dampfhemde, weil der Gegendruck hier größer ausfällt.

Zustandsänderungen des Dampfes.

Alle directen Beobachtungsdata, sowie die daraus hervorgehenden Resultate sind in beifolgender Tabelle zusammengestellt. Ausgehend von der Spannung in jedem Zehntel des Hubes der Expansionsperiode habe ich nach den Formeln von Regnault, Roche und Zeuner nachstehende Größen berechnet:

1) die Temperatur des Dampfes t nach der Formel

$$\log P^{mm} = 1{,}9590414 + \frac{(20+t) \,.\, 0{,}0383385}{1 + 0{,}00478821\,(t+20)},$$

2) die totale Wärmemenge λ, welche zur Erzeugung des Dampfes von der Temperatur t erforderlich ist,

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t,$$

3) die Wärme in der Flüssigkeit

$$q = \int c\,dt = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3,$$

4) die Verdampfungswärme r

$$r = \lambda - q = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3,$$

5) die potentielle Wärme ϱ

$$\varrho = r - A p u = 575{,}4 - 0{,}791\,t,$$

6) die Dichtigkeit oder das Gewicht von 1^{cbm} Dampf

$$\gamma = 0{,}6061\,P^{0{,}9393}, \text{ wo (P in Atmosph.).}$$

Hieraus ergiebt sich dann die totale innere Wärme

Corlißmaschine ohne Dampfhemd.

	Ende der Einströmung.	Bruchtheil des Hubes.								Ende des Hubes.
		2/10	3/10	4/10	5/10	6/10	7/10	8/10	9/10	
P^k	5,155	1,831	1,316	1,017	0,827	0,707	0,618	0,562	0,525	$0,501^k$
t^0	$152,31^0$	116,89	106,93	99,56	93,86	89,67	86,17	83,74	82,02	$80,85^0$
q Cal.	153,83	117,64	107,52	100,05	94,28	90,05	86,51	84,06	82,32	81,14
λ Cal.	652,95	642,15	639,11	636,86	635,19	633,85	632,78	632,04	631,52	631,16
r Cal.	499,12	524,51	531,59	536,81	540,85	543,80	546,27	547,98	549,20	550,02
ϱ Cal.	454,92	482,94	490,82	496,65	501,16	504,47	507,24	509,16	510,52	511,45
γ^k	2,7373	1,0355	0,7592	0,5959	0,4907	0,4235	0,3732	0,3414	0,3202	0,3065
V Cub.-Met.	0,0159	0,0492	0,0705	0,0916	0,1128	0,1339	0,1550	0,1761	0,1973	0,2184
$m_v{}^k$	0,0423	0,0499	0,0523	0,0534	0,0541	0,0555	0,0566	0,0589	0,0620	0,0657
$m_e{}^k$	0,0699	0,0623	0,0599	0,0588	0,0581	0,0567	0,0556	0,0533	0,0502	0,0465
Verhältniß	62,30%	55,53	53,39	52,40	51,78	50,53	49,55	47,50	44,74	41,44
$m_v \varrho$ Cal.	19,24	24,10	25,67	26,52	27,11	28,00	28,71	29,99	31,65	33,59
$M_0 q$ Cal.	17,26	13,20	12,06	11,22	10,58	10,10	9,71	9,43	9,24	9,10
U Cal.	36,50	37,30	37,73	37,74	37,69	38,10	38,42	39,62	40,89	42,69
$F_\delta{}^{mk}$	—	991,4	1307,4	1475,9	1675,9	1851,2	1992,1	2142,9	2273,4	2417,4
$A F_\delta$ Cal.	—	2,33	3,22	3,49	3,94	4,35	4,68	5,04	5,35	5,68
$U + A F_\delta$	36,50	39,63	40,95	41,23	41,63	42,45	43,10	44,66	46,24	48,37

Corlißmaschine mit Dampfhemd.

	Ende der Einströmung.	2/10	3/10	4/10	5/10	6/10	7/10	8/10	9/10	Ende des Hubes.
P^k	5,224	2,790	2,018	1,653	1,367	1,161	1,025	0,929	0,859	0,802
t^0	152,82	130,48	119,94	113,74	108,05	103,30	99,77	97,03	94,89	93,03
q Cal.	154,36	131,49	120,75	114,44	108,66	103,84	100,27	97,49	95,33	93,44
λ Cal.	653,11	646,30	643,08	641,19	639,46	638,01	636,93	636,09	635,44	634,87
r Cal.	498,75	514,81	522,33	526,75	530,80	534,17	536,66	538,60	540,11	541,43
ϱ Cal.	454,52	472,19	480,53	485,43	489,93	493,69	496,48	498,65	500,34	501,81
γ^k	2,7717	1,5377	1,1343	0,9405	0,7868	0,6749	0,6003	0,5474	0,5085	0,4768
V^{cbm}	0,0240	0,0494	0,0705	0,0916	0,1128	0,1339	0,1550	0,1761	0,1973	0,2184
$m_v{}^k$	0,0645	0,0740	0,0780	0,0841	0,0867	0,0884	0,0910	0,0944	0,0983	0,1021
$m_e{}^k$	0,0560	0,0465	0,0425	0,0364	0,0338	0,0321	0,0295	0,0261	0,0222	0,0184
Verhältniß	46,47%	38,59	35,27	30,20	28,05	26,64	24,48	21,66	18,42	15,27
$m_v \varrho$ Cal.	29,32	34,94	37,48	40,82	42,48	43,64	45,18	47,07	49,18	51,23
$M_0 q$ Cal.	18,60	15,84	14,55	13,79	13,09	12,51	12,08	11,75	11,49	11,26
U Cal.	47,92	50,78	52,03	54,61	55,57	56,15	57,26	58,82	60,67	62,49
$F_\delta{}^{mk}$	—	981,8	1515,6	1912,2	2245,9	2526,6	2761,9	2975,0	3158,6	3317,8
$A F_\delta$ Cal.	—	2,31	3,56	4,50	5,28	5,99	6,50	7,00	7,43	7,80
$U + A F_\delta$ Cal.	47,92	53,09	55,59	59,11	60,85	62,14	63,76	65,82	68,10	70,29

U*) $= m_v(\lambda - A p u) + (M_0 - m_v) q = m_v \varrho + M_0 q$, wenn m_v das Gewicht des vor dem betrachteten Moment des Hubes neu eingetretenen*) Dampfes, M_0 das Gewicht des

*) In dem vorigen Artikel habe ich hierfür den Buchstaben J gesetzt. Da aber J gewöhnlich für trocknen gesättigten Dampf genommen wird und hier ein Dampf- und Wassergemisch betrachtet wird, so habe ich in diesem Artikel die gewöhnliche Bezeichnung U befolgt.

*) Herr Hallauer sagt introduit und nicht présent, um damit daran zu erinnern, daß in Folge der Compression bei jedem Hube ein gewisses Gewicht Dampf im Cylinder zurückbleibt, dessen Raum der während des Einströmens zufließende Dampf nicht einnehmen kann. Der Uebers.

ganzen Gemisches von Wasser und Dampf nach der directen Messung bedeutet.

Bei der Maschine ohne Dampfhemde betrug der Dampfverbrauch pro Spiel $0{,}1122^k$, der Wassergehalt der Dämpfe $0{,}0050^k = 4{,}5$ Proc., die totale verrichtete Arbeit $2865{,}4^{mk}$, der Dampfverbrauch pro absolute Pferdekraft und Stunde $10{,}5723^k$, nach Calorieen 6665,09, der Verlust durch den Condensator $R_c = 19{,}67$ Cal.

Bei der Maschine mit Dampfhemde betrug der Dampfverbrauch pro Spiel $0{,}1253^k$, das im Dampfhemde abgesetzte Wasser 3,84 Proc. $= 0{,}0048^k$, das übergerissene Wasser 5 Proc. $= 0{,}0063$, die totale Arbeit $4196{,}50^{mk}$, der Dampfverbrauch pro stündliche Pferdekraft $8{,}0617^k$, in Calorieen 5063,58, der Verlust durch den Condensator $R_c = 3{,}71$ Cal.

Was den Verlust durch den Condensator anlangt, so ist zunächst die Dampfmenge zu bestimmen, welche nach der Ausströmung und in Folge der Compression im Cylinder verbleibt.

Bei der Maschine ohne Dampfhemd beträgt die Spannung am Ende des Hubes $0{,}103^k$ und dieser entspricht die Dichtigkeit $\gamma = 0{,}0687^k$. Wenn der Schieber den Austritt abschließt, bleibt hinter dem Kolben das Volumen

oder das Dampfgewicht $0{,}0012^k$ zurück, was m

oder 1,07 Proc. des eingeführten Dampf- und W ... sches beträgt, so daß durch Vernachlässigung der ... vorgehenden Zustandsänderung ein äußerst gerin... begangen wird.

Bei Beginn der Expansion beobachtet man b... $5{,}155^k$ und das Volumen $0{,}0159^{cbm}$, also das Da... $0{,}0159 \cdot 2{,}7373 = 0{,}0435^k$. Als neu hinzugetreten... duit) Dampf ist also zu rechnen

$$m v_0 = 0{,}0435 - 0{,}0012 = 0{,}0423^k.$$

Bei jedem Kolbenspiele geht durch den Cy... Dampf- und Wassergewicht $M_0 = 0{,}1122^k$ und ... blos $0{,}0423^k$ Dampf, so erhält man das darin ... Wasserquantum

$$m e_0 = M_0 - m v_0 = 0{,}1122 - 0{,}0423 = 0...$$

es werden somit $\frac{0{,}0699}{0{,}1122} = 62{,}30$ Proc. fast a... an den Cylinderwandungen niedergeschlagen.

In diesem Moment beträgt die gesammte inn...

$$U_0 = m v_0 \varrho + M_0 q_0 = 0{,}0423 \cdot 454{,}92 + 0{,}1122 \cdot 153{,}83 = 36{,}50 \text{ Calor.}$$

Am Ende des Hubes ergiebt sich in gleicher Weise

$$m v_n = 0{,}0657^k,\ m e_n = 0{,}0465^k,$$

also 41,44 Proc. niedergeschlagenes Wasser an der Wand. Ferner

$$U_n = m v_n \varrho_n + M_0 q_n = 0{,}0657 \cdot 511{,}45 + 0{,}1122 \cdot 81{,}14 = 42{,}69 \text{ Calor.}$$

Bei der Expansion werden zur Leistung von Arbeit verwandt

$$A F_\delta = \frac{2417{,}4}{425} = 5{,}68 \text{ Calorieen.}$$

Nunmehr wird durch den Schieber die Communication mit dem Condensator eröffnet und während des Austritts des Dampfes erfolgt auf Kosten der in dem Cylindermantel enthaltenen Wärme die Verdampfung des größten Theiles des daran niedergeschlagenen Wassers. Die hierdurch nach dem Condensator abziehende und verloren gehende Wärme, nenne ich den Verlust durch den Condensator R_c. Sie ist ein Theil der während der Admissionsperiode in den Cylinder getretenen und darin gewissermassen latent gewordenen Wärme, während der Rest dieser Wärme durch die verrichtete Arbeit und die Verdampfung während des Expandirens verzehrt wird. Für die Expansionsperiode wird an Wärme gebraucht der Unterschied zwischen der inneren Wärme beim Beginn und am Ende des Expandirens und die der verrichteten Arbeit entsprechende Wärmemenge, also $U_n + A F_\delta - U_0 = 48{,}37 - 36{,}50 = 11{,}87$ Calorieen, ferner die dem Verlust durch Ausstrahlung entsprechende Wärme $a = 1{,}25$ Cal. und endlich die Wärmemenge R_c, somit $R_c + 13{,}12$ Calorieen.

Weil aber aus dem Kessel keine Wärme zutreten kann, so muß dieselbe schon vorher, d. h. während der ... strömungsperiode zugeführt worden sein. Sie ents... den condensirten Dampf, dessen Gewicht nach ... $0{,}0050^k$ übergerissenes Wasser $0{,}1122 - 0{,}0423 -$ ... $0{,}0649^k$ betrug, und welcher $0{,}0649 \cdot 499{,}12 = 3$... rieen lieferte, sowie durch die von der Kolbenreibu... Wärme von 0,40 Calor., so daß man also hat

$$R_c + 13{,}12 = 32{,}39 + 0{,}40,$$

$$R_c = 19{,}67 \text{ Calorieen.}$$

Auch bei der Corlißmaschine mit Dampfhemd ... dem Dampfaustritt im Cylinder ein gewisses Dam... zurück, dessen Gewicht bei der dem Drucke 0,17... chenden Dichtigkeit von $0{,}1152^k$ und bei dem ... $0{,}0177^{cbm}$ beträgt: $0{,}0020^k$.

Am Ende der Einströmung beträgt die Spannu... das Volumen $V_0 = 0{,}0240^{cbm}$, die Dichtigkeit γ... das Gewicht des vorhandenen Dampfes $V_0 \gamma_0 = 0$,... $= 0{,}0665^k$ und das Gewicht des neu hinzugetretene...

$$m v_0 = 0{,}0665 - 0{,}0020 = 0{,}0645^k.$$

Da sich im Dampfhemde $0{,}0048^k = 3{,}81$ P...

*) Im Vergleich zu dem bei Woolf'schen Maschinen ... Condensationswasserquantum kann dieser Ansatz zu niedrig...

pro Spiel verbrauchten Dampfgewichtes an $0{,}1253^k$ niedergeschlagen hat, so ist durch den Cylinder an Dampf gemischt mit Wasser hindurchgegangen:

$$M_0 = 0{,}1253 - 0{,}0048 = 0{,}1205^k.$$

Am Ende der Admissionsperiode befand sich im Dampf an Wasser

$$me_0 = M_0 - mv_0 = 0{,}1205 - 0{,}0645 = 0{,}0560^k,$$

oder

$$\frac{0{,}0560}{0{,}1205} = 46{,}47 \text{ Proc.}$$

Die totale innere Wärme betrug

$$U_0 = mv_0\varrho_0 + M_0 q_0 = 0{,}0645 \,.\, 454{,}52 + 0{,}1205 \,.\, 154{,}36 = 47{,}92 \text{ Calorieen.}$$

Am Ende des Hubes erhält man dagegen

$$mv_n = 0{,}1021^k, \quad me_n = 0{,}0184^k = 15{,}27 \text{ Proc. Wasser und}$$

$$U_n = mv_n\varrho_n + M_0 q_0 = 0{,}1021 \,.\, 501{,}81 + 0{,}1205 \,.\, 93{,}44 = 62{,}49 \text{ Calorieen.}$$

Während der Expansion ist durch die Arbeit consumirt worden

$$AF_\delta = \frac{3317{,}8}{424} = 7{,}80 \text{ Calor.}$$

Während dieser Periode und bis zu Ende des Hubes sind also verbraucht worden an Wärmeeinheiten:

$U_n + AF_\delta - U_0 = 70{,}29 - 47{,}92 =$	22,37 Calor.
Hierzu der Verlust durch den Condensator	R_c
Verlust durch äußere Abkühlung*) . . .	1,5 „
Summe	R_c + 23,87 Calor.

Diese Wärmemenge kann nur hergegeben worden sein:

1) von den Wänden in Folge der Condensation eines Theiles des bei der Einströmung zugeführten Dampfes, und da in dem niedergeschlagenen Wasserquantum von $0{,}0560^k$ 5 Proc. vom ganzen verbrauchten Dampfquantum an $0{,}1253^k$, also $0{,}0063^k$ übergerissenes Wasser enthalten ist, so berechnet sich diese Wärmemenge auf:

$(0{,}0560 - 0{,}0063) \,.\, 498{,}75 =$	24,79 Calor.
2) von der bei der Condensation von $0{,}0048^k$ Dampf im Dampfhemde entbundenen Wärmemenge, nämlich $0{,}0448 \,.\, 498{,}35 =$	2,39 „
3) von der durch die Kolbenreibung erzeugten Wärme . . . . b =	0,40 „
zusammen	27,58 Calor.

Man erhält also

$$R_c + 23{,}87 = 27{,}58 \text{ oder}$$
$$R_c = 3{,}71 \text{ Calor.}$$

Vorstehende Ziffern genügen, um den Einfluß des Dampfhemdes darzuthun und seine Wirkungsweise zu erläutern.

Das Dampfhemde ist bereits von Watt angewendet worden und die Versuche von Combes, sowie diejenigen von Hirn haben dargethan, daß durch dasselbe nahezu 20 Proc. Ersparniß realisirt werden können, aber trotzdem wird der Nutzen desselben noch heutigen Tages bestritten. Für die Wirkung desselben gab Hirn in seinem traité de la théorie mécanique de la chaleur (1865) folgende Erklärung. Wenn Dampf expandirt, ohne von außen Wärme zugeführt zu erhalten, so wird er theilweise condensirt, während er bei Anwesenheit eines Dampfhemdes soviel Wärme aufnimmt, daß er gesättigt bleibt. Seit den verschiedenen Versuchen, die Herr Hirn und der Verfasser in dieser Richtung unternommen haben, ist es möglich, genauer zu bestimmen, wie das Dampfhemd auf den im Cylinder arbeitenden Dampf einwirkt, was denn auch von mir bereits in meiner ersten Abhandlung dargethan worden ist. Wenn ich hier nochmals darauf zurück komme, so geschieht dies, um meine dortige Erklärung auf Grund der Erfahrungen zu bestätigen, welche ich an zwei ganz gleichen Maschinen mit und ohne Dampfhemde gewonnen und in der Tabelle verzeichnet habe, und welche eine Ersparniß von 23,75 Proc. nachweisen.

Wir sehen zunächst, daß bei der Maschine ohne Dampfhemde während der Expansionsperiode unausgesetzt an den Wänden Verdampfung stattfindet, denn sie beginnt mit 62,3 Proc. Wassergehalt und schließt mit 41,44 Proc., so daß 20,86 Proc. Wasser in Dampfform übergegangen sind. Die Wärmemenge, welche zu dieser Zustandsänderung erforderlich ist und welche noch dadurch erhöht wird, daß während der Expansionsarbeit noch Wärme consumirt wird, kann nur von den Cylinderwandungen hergegeben werden, die sie gewissermaßen aufgespeichert haben, indem sie während der Dampfeinströmung 62,3 Proc. Dampf*) condensiren.

Bei der Maschine mit Dampfhemde ist die Menge des während der Dampfeinströmung condensirten Dampfes viel geringer, 46,47 Proc. anstatt 62,3 Proc., und trotzdem ver-

---

da aber bei der in der ersten Abhandlung betrachteten liegenden 200pferdigen Dampfmaschine mit Dampfhemd an beiden Böden 6,38 Proc. gefunden wurden, und die hier betrachtete Maschine blos an einem Boden umhüllt ist, also eine verhältnißmäßig kleinere geheizte Cylinderfläche besitzt, so erklärt sich obige Ziffer.

*) Da die Abkühlungsfläche bei Dampfhemd größer ist, so ist dieser Verlust bedeutender, als bei der ersten Maschine.

*) Hierunter befindet sich auch mit übergerissenes Wasser, dessen Bestimmung oben gezeigt worden ist; ich sehe indessen der Kürze halber hier davon ab, da es sich nur um Differenzen handelt.

diejenige während der Expansion

$$\frac{P_0 V_0}{1-\alpha}\left[\left(\frac{V_0}{V_n}\right)^{\alpha-1}-1\right] = \frac{51550 \, . \, 0{,}01585}{1-0{,}90} \, . \left[\left(\frac{0{,}01585}{0{,}21121}\right)^{-0{,}1}-1\right] = \ldots \quad 2415{,}26^{mk}$$

Uebertrag = 817,07 mk

zusammen $F_0 = 3232{,}33^{mk}$.

Hiernach beträgt der Verlust durch den schädlichen Raum

$$\frac{F_0 - F}{F_0} = \frac{3232{,}33 - 2898{,}36}{3232{,}33} = 10{,}33 \text{ Proc.},$$

ist also ziemlich bedeutend, weil die Füllung gering ist.

Der Gegendruck auf den Kolben P_c beträgt $0{,}1246^k$ und es entspricht demselben eine Widerstandsarbeit

$$V_n P_c = 1246 \, . \, 0{,}21121 = 263{,}17^{mk},$$

oder in Procenten der absoluten Arbeit:

$$\frac{V_n P_c}{F_0} = \frac{263{,}17}{3232{,}33} = 8{,}14 \text{ Proc.}$$

b) Maschine mit Dampfhemd.

Für das Expansionsgesetz erhält man aus den Werthen

$$P_3 = 4{,}542^k, \quad V_3 = 0{,}02828^{cbm},$$
$$P_{20} = 0{,}835^k, \quad V_{20} = 0{,}20780^{cbm}$$

den Exponenten $\alpha = 0{,}85$.

Ferner ist bekannt $P_0 = 5{,}224^k$ und es berechnet sich daher

$$\log V_0 = \log 0{,}02828 - \frac{\log 5{,}224 - \log 4{,}542}{0{,}85},$$
$$V_0 = 0{,}02398^{cbm},$$
$$V_0' = V_0 - V_p = 0{,}02398 - 0{,}00716 = 0{,}01682^{cbm}.$$

Die bei Anwesenheit von schädlichen Räumen verrichtete Arbeit beträgt in der Periode der Einströmung

$$F_p = V_0' P_0 = 52240 \, . \, 0{,}01682 = \ldots \quad 878{,}68^{mk}$$

in der Expansionsperiode:

$$F_\delta = \frac{52240 \, . \, 0{,}02398}{1-0{,}85}\left[\left(\frac{0{,}02398}{0{,}21837}\right)^{-0{,}15}-1\right] = 3280{,}50^{mk}$$

zusammen $F = 4159{,}18^{mk}$.

Nach dem Diagramm erhält man $4196{,}5^{mk}$ oder

$$\frac{4196{,}5 - 4159{,}18}{4196{,}5} = 0{,}89 \text{ Proc. mehr.}$$

und da nach der Messung pro Kolbenhub $0{,}1253^k$ Dampf und Wasser verbraucht werden, so beträgt der Dampfverbrauch pro stündliche Pferdekraft:

$$\frac{0{,}1253 \, . \, 270000}{4196{,}5} = 8{,}0617^k.$$

Wäre kein schädlicher Raum vorhanden, so würde die Arbeit betragen bei der Einströmung

$$P_0 V_0 = 52240 \, . \, 0{,}02398 = \ldots \quad 1252{,}72^{mk},$$

bei der Expansion:

$$\frac{52240 \, . \, 0{,}02398}{1-0{,}85}\left[\left(\frac{0{,}02398}{0{,}21121}\right)^{-0{,}15}-1\right] = 3221{,}99 \;,,$$

zusammen $F_0 = 4474{,}71^{mk}$,

also beträgt der Verlust durch den schädlichen Raum

$$\frac{F_0 - F}{F_0} = \frac{4474{,}71 - 4159{,}18}{4474{,}71} = 7{,}05 \text{ Proc.};$$

derselbe ist geringer, als bei der Maschine ohne Dampfhemde.

Wegen des Gegendruckes im Condensator von $0{,}2327^k$ erhält man die negative Arbeit

$$V_n P_c = 2327 \, . \, 0{,}21121 = 491{,}48^{mk},$$

welche einen Verlust bewirkt von

$$\frac{491{,}48}{4474{,}71} = 10{,}98 \text{ Proc.}$$

Dieser Verlust ist mithin größer als bei der Maschine ohne Dampfhemde, weil der Gegendruck hier größer ausfällt.

Zustandsänderungen des Dampfes.

Alle directen Beobachtungsdata, sowie die daraus hervorgehenden Resultate sind in beifolgender Tabelle zusammengestellt. Ausgehend von der Spannung in jedem Zehntel des Hubes der Expansionsperiode habe ich nach den Formeln von Regnault, Rèche und Zeuner nachstehende Größen berechnet:

1) die Temperatur des Dampfes t nach der Formel

$$\log P = 1{,}9590414 + \frac{(20+t) \, . \, 0{,}0383385}{1 + 0{,}00478821\,(t+20)},$$

2) die totale Wärmemenge λ, welche zur Erzeugung des Dampfes von der Temperatur t erforderlich ist,

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t,$$

3) die Wärme in der Flüssigkeit

$$q = \int c\,dt = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3,$$

4) die Verdampfungswärme r

$$r = \lambda - q = 606{,}5 - 0{,}695\,t - 0{,}00002\,t^2 - 0{,}0000003\,t^3,$$

5) die potentielle Wärme ϱ

$$\varrho = r - Apu = 575{,}4 - 0{,}791\,t,$$

6) die Dichtigkeit oder das Gewicht von 1 cbm Dampf

$\gamma = 0{,}6061\,P^{0{,}9393}$, wo P in Atmosph.).

Hieraus ergiebt sich dann die totale innere Wärme

Corlißmaschine ohne Dampfhemd.

	Ende der Einströmung.	Bruchtheil des Hubes.								Ende des Hubes.
		2/10	3/10	4/10	5/10	6/10	7/10	8/10	9/10	
P^k	5,155	1,831	1,316	1,017	0,827	0,707	0,618	0,562	0,525	0,501^k
t^0	152,31^0	116,89	106,93	99,56	93,86	89,67	86,17	83,74	82,02	80,85^0
q Cal.	153,83	117,64	107,52	100,05	94,28	90,05	86,51	84,06	82,32	81,14
λ Cal.	652,95	642,15	639,11	636,86	635,19	633,85	632,78	632,04	631,52	631,16
r Cal.	499,12	524,51	531,59	536,81	540,85	543,80	546,27	547,98	549,20	550,02
ϱ Cal.	454,92	482,94	490,82	496,65	501,16	504,47	507,24	509,16	510,52	511,45
γ^k	2,7373	1,0355	0,7592	0,5959	0,4907	0,4235	0,3732	0,3414	0,3202	0,3065
V Cub.-Met.	0,0159	0,0492	0,0705	0,0916	0,1128	0,1339	0,1550	0,1761	0,1973	0,2184
$m_v{}^k$	0,0423	0,0499	0,0523	0,0534	0,0541	0,0555	0,0566	0,0589	0,0620	0,0657
$m_e{}^k$	0,0699	0,0623	0,0599	0,0588	0,0581	0,0567	0,0556	0,0533	0,0502	0,0465
Verhältniß	62,30%	55,53	53,39	52,40	51,78	50,58	49,55	47,50	44,74	41,44
$m_v \varrho$ Cal.	19,24	24,10	25,67	26,52	27,11	28,00	28,71	29,99	31,65	33,59
$M_0 q$ Cal.	17,26	13,20	12,06	11,22	10,58	10,10	9,71	9,43	9,24	9,10
U Cal.	36,50	37,30	37,73	37,74	37,69	38,10	38,42	39,62	40,89	42,69
$F_\delta{}^{mk}$	—	991,4	1307,4	1475,9	1675,9	1851,2	1992,1	2142,9	2273,4	2417,4
AF_δ Cal.	—	2,33	3,22	3,49	3,94	4,35	4,68	5,04	5,35	5,68
$U + AF_\delta$	36,50	39,63	40,95	41,23	41,63	42,45	43,10	44,66	46,24	48,37

Corlißmaschine mit Dampfhemd.

	Ende der Einströmung.	2/10	3/10	4/10	5/10	6/10	7/10	8/10	9/10	Ende des Hubes.
P^k	5,224	2,790	2,018	1,653	1,367	1,161	1,025	0,929	0,859	0,802
t^0	152,82	130,48	119,94	113,74	108,05	103,30	99,77	97,03	94,89	93,03
q Cal.	154,36	131,49	120,75	114,44	108,66	103,84	100,27	97,49	95,33	93,44
λ Cal.	653,11	646,30	643,08	641,19	639,46	638,01	636,93	636,09	635,44	634,87
r Cal.	498,75	514,81	522,33	526,75	530,80	534,17	536,66	538,60	540,11	541,43
ϱ Cal.	454,52	472,19	480,53	485,43	489,93	493,69	496,48	498,65	500,34	501,81
γ^k	2,7717	1,5377	1,1343	0,9405	0,7868	0,6749	0,6003	0,5474	0,5085	0,4768
V^{cbm}	0,0240	0,0494	0,0705	0,0916	0,1128	0,1339	0,1550	0,1761	0,1973	0,2184
$m_v{}^k$	0,0645	0,0740	0,0780	0,0841	0,0867	0,0884	0,0910	0,0944	0,0983	0,1021
$m_e{}^k$	0,0560	0,0465	0,0425	0,0364	0,0338	0,0321	0,0295	0,0261	0,0222	0,0184
Verhältniß	46,47%	38,59	35,27	30,20	28,05	26,64	24,48	21,66	18,42	15,27
$m_v \varrho$ Cal.	29,32	34,94	37,48	40,82	42,48	43,64	45,18	47,07	49,18	51,23
$M_0 q$ Cal.	18,60	15,84	14,55	13,79	13,09	12,51	12,08	11,75	11,49	11,26
U Cal.	47,92	50,78	52,03	54,61	55,57	56,15	57,26	58,82	60,67	62,49
$F_\delta{}^{mk}$	—	981,8	1515,6	1912,2	2245,9	2526,8	2761,9	2975,0	3158,6	3317,8
AF_δ Cal.	—	2,31	3,56	4,50	5,28	5,99	6,50	7,00	7,43	7,80
$+ AF_\delta$ Cal.	47,92	53,09	55,59	59,11	60,85	62,14	63,76	65,82	68,10	70,29

$) = m_v(\lambda - A p u) + (M_0 - m_v) q = m_v \varrho + M_0 q$, in m_v das Gewicht des vor dem betrachteten Moment des Hubes neu eingetretenen*) Dampfes, M_0 das Gewicht des

*) In dem vorigen Artikel habe ich hierfür den Buchstaben J ge-. Da aber J gewöhnlich für trocknen gesättigten Dampf genommen) und hier ein Dampf- und Wassergemisch betrachtet wird, so habe n diesem Artikel die gewöhnliche Bezeichnung U befolgt.

*) Herr Hallauer sagt introduit und nicht présent, um damit daran zu erinnern, daß in Folge der Compression bei jedem Hube ein gewisses Gewicht Dampf im Cylinder zurückbleibt, dessen Raum der während des Einströmens zufließende Dampf nicht einnehmen kann. Der Uebers.

Liegende Dampfmaschine von 100 Millim. Durchmesser mi direkt wirkendem Regulator.

(System „Tangye“.)

Von

D. von Quitzow, Ingenieur in Elberfeld.

(Hierzu die Doppeltafeln 20—21 und 22—23.)

Während man früher nur ein mitleidiges Lächeln hatte für die Bemühungen einzelner Fabrikanten, Motoren in Liliputgröße zu bauen, ist heute eine Strömung auch dieser Art in dem so vielgliedrigen Fortschritte des Maschinenbaues erkennbar und von besserem Erfolge begleitet. Der einsichtsvoller gewordene Handwerker will ebenfalls Fabrikant werden und findet häufig Maschinenkraft social bequemer als die fragliche Hülfe seiner Arbeiter, selbst wenn er deren nur wenige beschäftigt. Die überall erstrebte Theilung der Arbeit in einzelne klarbemessene Schritte ist für unglaublich viele Zwecke eine zweite Ursache der heute fast überraschend großen Verbreitung der Motoren von wenig Pferdekräften, oft sogar bis $^1/_4$ Manneskraft herab. Denn überall in der That werden diese sogenannten Liliput-Motoren am Platze sein, ob durch Wasser, Gas oder Dampf gespeist, wo der Arbeiter, von speciellerer Fachkenntniß geleitet, lieber Kohlen als Muskeln erhitzt, um seine mehr lohnende Geschicklichkeit und practischen Scharfblick statt der Zahl der ihm täglich zur Verfügung stehenden Fußpfunde zu verwerthen, und ebenso da, wo diese Tendenz in einer Arbeitsmaschine für speciellen Zweck automatisirt ist.

Wenn es nun auch schwierig bleibt, sowohl für den Constructeur, wie nicht minder für den Maschinenfabrikanten und den Agenten, allen Anforderungen solcher sogenannten kleinen Leute gerecht zu werden, da der gewünschte Motor bald zu theuer, zu schwer, zu lang, bald fast zu wild ausfällt, um ein guter Handels-Artikel sein zu können, so fehlt es doch keineswegs an der Möglichkeit, fast sämmtliche bisherigen Constructionsarten der Dampfmaschine, welche sich für größere Kräfte bewährt haben, auch für kleinere Cylinderdurchmesser auszuführen, sobald es gelingt, 3 Klippen zu umschiffen und gute Ausführung, geringen Preis und guten Gang ebenso wie im Großen zu erzielen.

Dies ist bei der Realisirung von Tangye's in
land patentirter Idee ganz vortrefflich gelungen. Am
beweist dies die dem Statistiker wohlbekannte zahlreich
breitung dieser Maschine in einzelnen Industrie-Geg
z. B. dem preußischen Rheinlande. Dort sehen wir al
her auf den Markt gebrachten Größen dieser Maschine
3 bis 12 Zoll Cylinderdurchmesser von allen Agente
portirt und zwar mit dem nachhaltigsten Erfolge. Bei
wir es zwar, daß der Fabrikant auf so enge Grenz
beschränkt, z. B. für westphälische Wünsche, denen eine
densationsmaschine als Betriebskraft oft weniger zusag
die einfache liegende Dampfmaschine mit variabler Exp
so müssen wir doch schon hier auf eine ächt englische e
Constructeurgrille an diesen Tangye-Dampfmaschine
weisen, nämlich $^1/_2$ Füllung lediglich mit äußerer D
des Schiebers erzielen zu wollen. Das fällt allerding
liger aus, als die abgelebte Meyer'sche Steuerung, is
genug ajustirbar, auch für größeren Füllungsgrad durc
kürzen der äußeren Deckung, und klingt gar hochemp
im Munde des für großen Absatz arbeitenden Agenten
die nachtheilige Compression fast bis zur Grenze ihre
lässigkeit wird ignorirt. Vielleicht rührt daher des
kanten Entschluß, nicht höher als auf 12 Zoll Durch
diese bei uns unpatentirbare Idee auszudehnen. Es
übrigens dem Constructeur, durch Anwendung eines co
Gelenkzapfens in der Schieberstange und solideste Ausf
der in alternden Maschinen mit dünnen Zapfen aus
Eisen oft so komischen „rechtzeitigen“ Absperrung
reichende Dauer zu verschaffen. Daß der Einfall, $^1/$
lung durchgängig anzuwenden, für 3—12 Zoll Durch
ein etwas wüster englischer Griff ist neben den de
zwar oft vorgeblichen Rufen nach dem relativ besten Fül
grade, ist ein Einwand an der Grenze unserer Achtu

uniformer Massenfabrikation — schon im Bureau! var es so schwer, den je besten Füllungsgrad für jeden Durchmesser zu ermitteln.

ie in Completzeichnung hierbei vorliegende Tangye-maschine zeigt nach dem modernen Princip, womöglich Stücke zu jedem Motor zu verwenden, nämlich ein rnes für sämmtliche passiven und ein gußstählernes für iche activen Glieder, in gutem Willen wenigstens die gen und das Kurbellager mit der Grundplatte zu-ngegossen. Die absolute Festigkeit des den Dampfcy-bildenden Rohres machte eine Verstärkung der Sicher-selben durch Hinzufügung des Querschnittes der Grund-auch noch unter der ganzen Cylinderlänge hindurch, ig. Sollten unsere braven heimischen Sicherheitscom-: nicht endlich mal den Cylinderflansch allein ein wenig len wollen, statt so viel gutes Eisen, als die Grund-unter dem Cylinder enthält, unnöthig zu verwenden? ye läßt den vorderen Cylinderdeckel unmittelbar auf eigenthümlichen Querschnitt der Grundplatte festge-sein. Dieser ist ein hohles ⊥ mit Schwanenhals für Lineal, statt des empfehlenswertheren eingeleisigen mptes. Der Guß dieser nach dem Kurbellager hin nten Grundplatte, welche der Kurbel seitlich Raum ebt, ist wiederum einer der Vorzüge dieser Dampfma-nach Tangye's System, wenn auch das Modell etwas ausfällt. Bei uns mit einiger Sorgfalt gewiß erreich-i der Güte des englischen Originales ist nämlich der owohl der Grundplatte wie der des Cylinders, nament-Bezug auf correctes Verlegen der Kerne von unsym-hem Querschnitt. Einiger Beachtung werth scheint abei die Beobachtung, welche wir bei möglichster Er-mg der Ursachen solcher Güte des Gusses gemacht. odelle für den Dampfcylinder zu verwenden dürfte nur bei solcher Massenproduction lohnend sein! Die passen dann sofort.

Das Lager ist nur schief gestellt, nicht 3schaalig, um elenkdruck passend mit aufzunehmen. Die Pfannen n sind sehr breitbrustig und kräftig, wie überhaupt r kleinlichen Sparsamkeit mancher deutschen Fabrikanten liputmaschinen die Birminghamer Firma in gut eng-Art weit entfernt ist.

in Gegengewicht für die Lenkstange, wenn überhaupt, r Kurbelscheibe statt des Krummzapfens anzubringen, n Schwungrade, glauben wir als sicherer und eleganter heben zu müssen und fanden den Nutzen solcher Neue-n bestruhigem Gange augenfällig bewiesen.

Das etwas knappe Gewicht des als Riemscheibe dienen-chwungrades entspricht der Tendenz, schnellere Gang-mehr als langsamere vorauszusehen. Doch ist dasselbe hend und compendiös, die ovalen Arme desselben mit Bruchstirn versehen. Selten sahen wir so spannungs-frei vertheilte Querschnittspartikel in Schwungrädern, die in einem einzigen Stück gegossen waren, die Nabe mit Guß stark gegürtet, desgleichen der Kranz, beide dennoch zierlich.

Der Kreuzkopf hat beide abgedrehte gußeiserne Gleitstücke mittelst Doppelmutter in senkrechter Richtung ajustirbar. Die Schrauben dazu sind starke Zapfen und ein Stück mit dem gußeisernen Kreuzkopf selbst. Durch Ausbohren und einiges Nachstoßen der inneren Ecken nebst der äußeren Appretur durchweg ist es möglich geworden, auch diesem bei Ausführung in Gußeisen oft so gewichtig beliebtem Stück bei voller Solidität große Zierlichkeit durch kecken Griff zu wahren. Um das Herausschlagen des verspleiteten Kreuzkopfkeiles zu ermöglichen, ist die Grundplatte mit einer horizontalen Durchbrechung an geeigneter Stelle versehen. Sogar der Kreuzkopfbolzen ist mit außen conischem Kopf und Doppelmutter versehen.

Die Kolbenstange ist keck genug auf dem Dampfkolben vernietet, da die Kolbenringe aus Gußeisen excentrisch ausgedreht, also selbstfedernd radial eingesetzt werden können. Durch kleine Bohrungen im hinteren Kolbenboden ist im Inneren des Kolbens der so wirksame Dichtungsdampf stets admittirt.

Die Schieberstange enthält auch bei dieser kleinsten Maschine ein Ajustirschlößchen mit Rechts- und Linksgewinde zur Bequemlichkeit bei Reparaturen außer den Doppelmuttern vor und hinter dem Schieber.

Der Pumpkolben, zwischen Excenter und Schieberstange eingeschaltet, ist ein Hohlkolben mit innerem Charnier auf, wie erwähnt, starkem Zapfen und ebenso wie die dicke Kolbenstange der Pumpe in Rothguß ausgeführt, beide Stopfbüchsen demnach desgleichen.

Den direct wirkenden Regulator, das in England patentirte Glied dieser Maschine, sahen wir in mehreren Größen, auch für 4 Zoll Cylinderdurchmesser sehr befriedigend arbeiten. Derselbe ermöglicht durch die glückliche Vereinigung eines cylindrischen Schieberventils, welches innen und außen vom Dampf umspült, druckfrei läuft, mit einem Schnellläuferpendel, dessen Schwungmasse somit gering sein darf, einen überraschend hohen Empfindlichkeitsgrad. Die hierzu mitwirkenden Constructionsorgane sind 1) eine Feder aus cylindrischer Drahtspirale, welche die Kugeln hindert, oben stehen zu bleiben, sobald sie gehoben, sei es durch Reibungswiderstand oder Trägheit; 2) die von der Feder angegriffenen Gegenarme des Pendels, welche eigenthümlich gestaltet sind, um maskirt bleiben zu können. Die Feder, also die Ventilstange öffnet, wenn gehoben, den Dampfzutritt, indeß das Steigen des Pendels dieselbe wieder frei zu lassen, also das Ventil zu schließen Tendenz hat. Das zwischen dem Stirnkopf der Ventilstange und den Hebelenden des Pendels erforderliche Organ besteht in 2 horizontal ausweichenden Pfannen unter dem Hebelende. Diese 2 nach oben als Pfannen, nach unten

als Gleitstücke wirkenden Stahlprismen befinden sich, das eine rechts, das andere links von dem Federdorn, dessen Spannmutter das Hütchen des ganzen Regulators ist. Wir verstellten absichtlich einem kaum orientirten Maschinisten solcher Tangye-Maschine diesen Regulirknopf bis zur Unbrauchbarkeit und hatten die Genugthuung, zu sehen, daß derselbe mit 5 verständigen Regulirungen in ebenso viel Minuten eine völlig brauchbare Gangart der Maschine wiedergewann. Keine der bekannten anderen Regulatorconstructionen dürfte dies leisten können für Liliputgröße, während des Ganges. Die Herstellung solcher Regulatoren ist weder in der Formerei noch Schlosserei zu theuer, oder zu fein für solchen Zweck bei 180 Umgängen der Maschine. Das Stangenschloß des Regulatorventils gestattet ein Abheben des Pendels Ventilgehäuse, behufs Erneuerung der Stopfbüchsenpa auch während des Ganges der Maschine, ohne Damp tungsfugen zu öffnen.

Die englischen Angaben über Kraft- und Stofft glauben wir passender im Zusammenhange mit anderen gleichenden Controlrechnungen an Tangye-Dampfmasc später auf diesen Gegenstand zurückkommend, beleucht sollen.

Die einheimische Industrie wird ebenso schnell für wie Kauf dieser Construction sich bemächtigen, wofür wi selbe lebhaft empfehlen, obgleich importirt.

Graphische Bestimmung der hydraulischen Druckhöhe, Ausfl geschwindigkeit und Ausflußzeit von Flüssigkeiten aus beliebi gestalteten Gefäßen.

Von

Dr. R. Pröll, Ingenieur in Görlitz.

(Hierzu Tafel 24.)

In meiner im Jahrgang 1873 des „Civilingenieur" unter dem Titel „Begründung graphischer Methoden zur Lösung dynamischer Probleme" enthaltenen Abhandlung, welche auch als Separatwerk unter dem Titel „Versuch einer graphischen Dynamik" bei Arthur Felix in Leipzig erschienen ist, habe ich ein Verfahren begründet, wonach man im Stande ist, zeichnerisch die verflossene Zeit zu ermitteln, sobald die Geschwindigkeit als Function des zurückgelegten Weges durch eine Curve gegeben ist (siehe Heft IV, Jahrg. 1873, Seite 242, des Civilingenieur resp. §. 8 meines Separatwerkes).

Indem ich an dieser Stelle auf eine nochmalige Begründung dieser Methode, deren Fruchtbarkeit an mehreren Beispielen daselbst nachgewiesen ist, verzichte, will ich im Folgenden den Nachweis führen, daß das gedachte Verfahren auch bei der Ermittelung der Ausflußzeit von Flüssigkeiten, aus beliebig gestalteten Gefäßen, treffliche Dienste leistet.

Die graphische Bestimmung der Ausflußzeit setzt die graphische Bestimmung der Ausflußgeschwindigkeit voraus. Um möglichst verständlich zu sein, wollen wir das allge Problem des Ausflusses von Flüssigkeiten durch mehrere aussetzungen zunächst specialisiren. Es wird dann die sp Uebertragung der Methode von dem einfachen Fall zum meineren, unter Berücksichtigung der Erfahrungscoefficie sich fast von selbst ergeben.

a) Graphische Bestimmung der bezüglichen Grö für den einfacheren Fall.

Wir denken uns ein beliebig gestaltetes Gefäß b einer gewissen Höhe mit einer leicht beweglichen Flüs gefüllt (etwa Wasser, Oel), auf welche die Hypothese Parallelismus der Schichten und das Princip der Contin Anwendung findet. Das Gefäß habe im Boden eine nung, durch welche der Ausfluß stattfindet.

Wir machen folgende Voraussetzungen:

1) Der kleinste Querschnitt F des Gefäßes sei noc deutend größer als der Querschnitt f der Ausflußmün

es soll in dem bekannten Ausdruck für die theoretische ...ußgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \frac{f^2}{F^2}}},$$

h die hydrostatische Druckhöhe und g die Beschleuni... der Schwere bedeutet, der Bruch $\frac{f^2}{F^2}$ gegen 1 vernach... werden können.

2) Die Flüssigkeit stehe unter demselben Druck an der ...läche wie am Ausfluß.

3) Der Beharrungszustand der Bewegung sei eingetreten.

4) Der Wasserspiegel sinke stetig entsprechend der Aende... der Ausflußgeschwindigkeit.

5) Die Querschnitte des an sich beliebig gestalteten Ge... zeigen nur allmälige Uebergänge.

Unter diesen Voraussetzungen besteht bekanntlich zwischen ...heoretischen Ausflußgeschwindigkeit v und der hydrosta... Druckhöhe h die einfache Beziehung $v = \sqrt{2gh}$, die Flüssigkeit erlangt theoretisch dieselbe Geschwindigkeit, ...ein schwerer Körper erlangt, wenn er von der Höhe h ...erfallen würde. Durch diese Verwandtschaft werden ...f die zweckmäßigste, graphische Darstellung der Geschwin... geführt.

Definiren wir in obiger beiderseits auf's Quadrat er...n Gleichung $v^2 = 2gh$, h als Abscisse, v als Or... eines rechtwinkeligen Ordinatensystems, so ist $v^2 = 2gh$ ...leichung einer Parabel, deren Parameter $= g$ ist, und ...rkenntniß würde uns allein schon in den Stand setzen, ...trisch die Parabel zu verzeichnen, deren Axe vertical ...ng der Schwere) und deren Anfangspunkt in der durch ...usflußmündung gelegten Horizontalen sich befindet.

...s bedarf indeß dieser Abstraction nicht. In meiner citirten Abhandlung des „Civilingenieur" ist Seite 238, V (im Separatwerk §. 4) ein Verfahren begründet, ...m graphisch durch eine Curve dargestellten Gesetz der ...ung der beschleunigenden Kraft zeichnerisch das Gesetz ...eschwindigkeit ebenfalls in Gestalt einer Curve zu er...t. Dieses Verfahren ist so einfach und liefert relativ ...aue Werthe, daß die Construction der Parabel aus der ...unigungsgeraden, welche im vorliegenden Falle die im ...de g von der Axe der Parabel aufgetragene Verticale ...hon aus diesem Grunde gerechtfertigt erscheint. Hin... ...) der Art und Weise des Verzeichnens verweise ich ...e citirten Stellen und begnüge mich nur, zu wieder... daß dieses Verfahren auf dem dort hergeleiteten Satze ...: „Die Ordinate (beschleunigende Kraft pro ...eneinheit) der Beschleunigungscurve ist die ...° gedrehte Subnormale der Geschwindigkeits... ..."

In Fig. 1, Taf. 24, ist auf diese Weise über der verticalen Strecke AB, welche gleich der größten hydrostatischen Druckhöhe ist, die Parabel BKEF aus der Beschleunigungsgeraden CD construirt. (Die Construction ist durch die eingepunktirte Normale der Parabel und den die Drehung der Beschleunigungsordinate in die Abscisse bezeichnenden Viertelkreisbogen angedeutet.)

Demgemäß stellt die Ordinate GE der Parabel, welche in der Verlängerung des beliebig gelegten horizontalen Querschnittes MN liegt, die Ausflußgeschwindigkeit in dem Augenblick dar, wo das Niveau der Flüssigkeit den Querschnitt MN erreicht.

Die zweite Aufgabe, welche für die graphische Ermittelung der Ausflußzeit zuvor gelöst werden muß, ist diejenige, die Geschwindigkeit des sinkenden Wasserspiegels als Function der hydrostatischen Druckhöhe festzustellen. (Wir wollen, der Kürze des Ausdruckes wegen, als Repräsentant der Flüssigkeiten das Wasser einführen.)

Sei f der Querschnitt der Ausflußöffnung, F der Querschnitt MN in der Höhe h, w die Geschwindigkeit des Wassers im Querschnitt MN, v die der Höhe h entsprechende Ausflußgeschwindigkeit, so ist nach dem Princip der Continuität

$$w = \frac{vf}{F}.$$

Demnach erhalten wir aus jeder Parabelordinate die Ordinate w der Geschwindigkeitscurve des sinkenden Wasserspiegels, wenn wir jene im Verhältniß von $\frac{f}{F}$ verändern.

Es genügt für das Verzeichnen der Curve die Bestimmung nur einiger Werthe von w, da dem continuirlichen Uebergang der Querschnitte des Gefäßes auch ein continuirlicher Verlauf der Curve entspricht. In dieser Weise ist in Fig. 1 die Curve $B_1 E_1 F_1$ verzeichnet, die somit das Geschwindigkeitsgesetz des sinkenden Wasserspiegels darstellt.

Nunmehr sind wir im Stande, zeichnerisch die Zeit festzustellen, in welcher der Ausfluß von Statten geht, während der Wasserspiegel um eine bestimmte Höhe herabsinkt.

Nach dem im Anfange dieses Aufsatzes citirten Verfahren construiren wir aus der Geschwindigkeitscurve $B_1 E_1 F_1$ die Zeitcurve SPPHL mit Benutzung der passend zu wählenden Geschwindigkeitsstrecke u. Die Zeitcurve hat die in meiner Abhandlung hergeleitete Eigenschaft, daß, während auf der Abscisse der materielle Punkt, gemäß der Geschwindigkeitscurve, sich mit variabler Geschwindigkeit bewegt, der in der Verlängerung der Geschwindigkeitsordinate liegende Punkt der Zeitcurve diese mit constanter Geschwindigkeit u durchläuft, so daß, wenn σ der zurückgelegte Bogen der Zeitcurve ist, die Zeit $t = \frac{\sigma}{u}$ ist.

Im vorliegenden Falle ist an Stelle des materiellen Punktes der sinkende Wasserspiegel getreten. Während der

Wasserspiegel, gemäß der Geschwindigkeitscurve $F_1 E_1$, um die Höhe AG gesunken ist, hat der auf der Verlängerung des obersten Wasserspiegels liegende Punkt L der Zeitcurve den Bogen LH derselben mit der constanten Geschwindigkeit u zurückgelegt. Es ist hiernach $t = \frac{\text{arc}\, LH}{u}$ gefunden.

Sinkt der Wasserspiel weiter vom Querschnitt MN bis Null, so ist der Bogen HPPS der Zeitcurve in Rechnung zu ziehen, und wir erhalten die jetzt verflossene Zeit aus der Beziehung $t_1 = \frac{\text{arc}\, HPPS}{u}$.

Es ist einleuchtend, daß wir auf diese Weise im Stande sind, für jedes beliebig gestaltete Gefäß die Ausflußzeit numerisch zu bestimmen. Ich empfehle, wie ich's bereits für meine graphischen Methoden in der Dynamik angegeben habe, die Construction auf sogenanntem Skizzirpapier (Millimeterpapier), welches eine für diesen Zweck hinreichend genaue Theilung besitzt, vorzunehmen, wodurch man ohne Weiteres in die angenehme Lage versetzt wird, die numerischen Werthe der Ordinaten u. s. w. direct ablesen zu können.

Die graphische Darstellung der Ausflußgeschwindigkeit und Geschwindigkeit des sinkenden Wasserspiegels gestattet ferner, die hydraulische Druckhöhe in jeder Höhe des Gefäßes graphisch als lineare Größe abgreifen zu können.

Bekanntlich ist, wenn der Druck des bewegten Wassers im Querschnitt MN, p ist, der Quotient $\frac{p}{\gamma}$ äquivalent einer gewissen Höhe (γ ist die Gewichtseinheit der Flüssigkeit). Man nennt $\frac{p}{\gamma}$ die hydraulische Druckhöhe und bestimmt dieselbe in der Weise, daß man sagt:

Die hydraulische Druckhöhe ist gleich der hydrostatischen Druckhöhe, vermindert um die Differenz der Druckhöhen, welche den Geschwindigkeiten an der betrachteten Stelle und an der Oberfläche entsprechen.

Sei w die Geschwindigkeit des sinkenden Wasserspiegels in der Höhe h, w_1 diejenige in der Höhe h_1, so ist

$$\frac{p}{\gamma} = h_1 - \left(\frac{w^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}\right).$$

Die Größen w und w_1 sind uns in den Ordinaten $\overline{AF_1}$ und $\overline{GE_1}$ der Geschwindigkeitscurve des sinkenden Wasserspiegels gegeben. Legen wir durch die Endpunkte F_1 und E_1 derselben zwei Verticalen, so schneiden dieselben die Parabel der Ausflußgeschwindigkeiten, in den Punkten K und J. Nun ist aber, von B als Nullpunkt angerechnet, die Abscisse des Punktes $K = \frac{w^2}{2g}$, diejenige des Punktes $J = \frac{w_1^2}{2g}$, demnach die Höhendifferenz JR der beiden Punkte K und J gleich der Differenz $\frac{w^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}$, mithin ist auch die hydraulische Druckhöhe, gleich der Differenz $\overline{BG} - \overline{JR}$ graphisch gefunden.

b) **Graphische Bestimmung der bezüglichen Größen für den allgemeineren Fall.**

Wir streichen die Voraussetzung 2) unter a), d. h. auf der Oberfläche der Flüssigkeit laste der Druck P. In diesem Falle verwandelt man bekanntlich den Druck P in eine Flüssigkeitssäule von der Höhe H, so daß $\frac{P}{\gamma} = H$ ist (γ = Gewichtseinheit der Flüssigkeit) und man erhält die theoretische Ausflußgeschwindigkeit durch die Gleichung

$$v = \sqrt{2g(h + H)}.$$

Hiernach bleibt für unsere graphische Construction die Parabel der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit mit dem Parameter g ungeändert bestehen, die einer gewissen Höhe h entsprechende Ausflußgeschwindigkeit v ist aber nicht durch die der Höhe h entsprechende Ordinate der Parabel gegeben, sondern durch eine, welche um H höher liegt. Denken wir uns in der Höhe h + H einen ideellen Wasserspiegel, so haben wir diesen complicirteren Fall auf den unter a) behandelten einfacheren zurückgeführt, vorausgesetzt, daß wir im Stande sind, zu jeder Höhe h die entsprechende Höhe H zu construiren und hinzu zu addiren. Meistentheils ist der Druck P als Function des Weges, welchen der wirkliche Wasserspiegel zurücklegt, zu bestimmen, besonders in dem Falle, daß der Druck, welcher auf der Flüssigkeit lastet, von einem permanenten Gas herrührt (Atmosphärische Luft, Kohlensäure etc.) und dasselbe sich nach dem Mariotte'schen Gesetz umgekehrt proportional dem Volumen ändert (was bekanntlich bei ungeänderter Temperatur des eingeschlossenen Gases stattfindet).

Graphisch kann freilich die Ermittelung des bezüglichen Werthes H aus der gegebenen Anfangsspannung und dem Volumen des gegebenen Gefäßes bei complicirter Gestalt des Letzteren nicht ganz leicht ausfallen. Jedenfalls läßt sich aber voraussehen, daß die graphische Bestimmung der Querschnitte, welche gleiche Volumina des Gefäßes einschließen, mit Hilfe von Multiplications- und Quadrirungstabellen u. s. w. und demzufolge auch eine graphische Bestimmung der bez. Höhen H eine leichtere und sichere sein wird, als solche auf Grund der reinen Rechnung vorgenommen werden kann.

In dem einfachen Falle, daß der Querschnitt des Gefäßes durchweg constant und der Druck des eingeschlossenen Gases durch einen ebenen zur Axe des Gefäßes normalen Boden aufgenommen wird, ist die graphische Ermittelung der Höhen H sehr leicht. Eine gleiche Höheneintheilung des Gefäßes liefert sofort Werthe, welche im Verhältniß von 1 : ; verändert, also in einem passenden Maßstabe gemessen, die Höhen H geben, also auch die jeder hydrostatischen Höhe h ent

[sink]enden Ausflußgeschwindigkeiten v. Lothet man die End[pu]nkte der bezeichneten Parabelordinaten vertical auf die Ver[lä]ngerung der wirklichen Wasserlinie, so erhält man in der [co]ntinuirlichen Verbindung dieser Ordinaten die Curve der [A]usflußgeschwindigkeit, bezogen auf den wirklichen Wasser[sp]iegel.

Aus den Ordinaten dieser Curve leiten wir nun für [m]ehrere Querschnitte den Werth $w = \frac{vf}{F}$, wie dies unter [b]) geschah, her, und erhalten durch Auftragen derselben von [d]er allen Geschwindigkeitscurven gemeinschaftlichen verticalen [Ab]sciſſe die Geschwindigkeitscurve des sinkenden Wasserspiegels.

Die graphische Bestimmung der Zeit geschieht nun in [d]er unter a) angedeuteten Weise.

Wir streichen außer Voraussetzung 2) noch Voraussetzung [1]), d. h. es sei der Bruch $\left(\frac{f}{F}\right)^2$ gegen 1 nicht zu ver[n]achlässigen.

In diesem Falle gelingt die graphische Darstellung der [A]usflußgeschwindigkeit u. s. w. nur, wenn der Querschnitt F [d]es Gefäßes constant ist. Dann ist in dem Ausdruck für [d]ie theoretische Ausflußgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2g(h+H)}{1-\frac{f^2}{F^2}}},$$

[a]ls Parameter der Parabel die Strecke $\frac{g}{1-\frac{f^2}{F^2}}$ zu berech[n]en und mit dieser Größe die Parabel der theoretischen Aus[f]lußgeschwindigkeit zu construiren. Die Beschleunigungsgerade [C]D in Fig. 1 hat also von der verticalen Axe der Parabel [d]en Abstand $\frac{g}{1-\frac{f^2}{F^2}}$. Die Construction der Geschwindig[ke]itscurve des sinkenden Wasserspiegels erfolgt nun genau in [d]er angegebenen Weise, wobei zu erwähnen ist, daß in Folge [d]es constanten Werthes $\frac{f}{F}$ die Ordinaten w proportional [d]en Ordinaten v der Curve der Ausflußgeschwindigkeit sind, [e]benso erfolgt auch die Construction der Zeitcurve.

Allein die graphische Bestimmung der hydraulischen Druck[hö]he verlangt die Verzeichnung einer Geschwindigkeitsparabel [m]it dem Parameter g, da die Differenz $\frac{w^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}$ von [d]em Werthe $\frac{f^2}{F^2}$ insofern unbeeinflußt bleibt, als derselbe [b]ei der Bestimmung der Ordinaten w und w_1 bereits be[rü]cksichtigt ist.

Die Differenz $\frac{w^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}$ findet man als Höhendif[fe]renz zweier Parabelordinaten, welche man erhält, wenn man die Endpunkte der Ordinaten w und w_1 vertical auf die Parabel vom Parameter g projicirt.

Es darf wohl kaum erwähnt werden, daß hier, wie in dem kurz vorher behandelten Falle, die hydrostatische Druckhöhe im Ausdruck für die hydraulische Druckhöhe gleich $h + H$ ist.

c) Berücksichtigung der hydraulischen Erfahrungscoefficienten bei unsern graphischen Methoden.

Die Erfahrung lehrt, daß die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit kleiner ist als die theoretische, und daß die Größe der Verminderung abhängig ist von der Gestalt der Ausflußöffnung, deren Rändern und der Contraction des ausfließenden Strahles.

Man nennt den Bruch, mit welchem man die theoretische Ausflußgeschwindigkeit zu multipliciren hat, um die wirkliche zu finden, Geschwindigkeitscoefficient und bezeichnet ihn mit φ. Der Bruch dagegen, mit dem man die Ausflußöffnung zu multipliciren hat, um den kleinsten Querschnitt des ausgeflossenen Strahles zu finden, heißt Contractionscoefficient und man bezeichnet ihn mit ψ.

Demnach ist für unsern einfachen Fall a) zunächst die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit

$$v = \varphi \sqrt{2gh}.$$

Quadrirt giebt

$$v^2 = 2\varphi^2 gh.$$

Definiren wir $\varphi^2 g$ als Parameter der Geschwindigkeitsparabel, so hat das Verzeichnen derselben in der unter a) angegebenen Weise durchaus keine größere Schwierigkeit. Die Beschleunigungsgerade hat nur den Abstand $\varphi^2 g$ statt g von der verticalen Absciſſe. Wir sind also im Stande, ebenso leicht wie früher die wirklichen Ausflußgeschwindigkeiten ebenfalls graphisch durch die Ordinaten einer Parabel darzustellen. Bei glatten Rändern der Ausflußöffnung ist nach Weisbach im Mittel $\varphi = 0{,}97$.

Bei Berücksichtigung der Contraction haben wir in der Gleichung für die Geschwindigkeit des sinkenden Wasserspiegels den Ausdruck rechts mit dem Contractionscoefficienten ψ zu multipliciren, so daß wir also die wirkliche Geschwindigkeit w des sinkenden Wasserspiegels finden, wenn wir die Ordinaten v der Parabel der wirklichen Ausflußgeschwindigkeit mit dem Werth $\frac{\psi f}{F}$ multipliciren, also $w = \frac{v \cdot \psi f}{F}$ bilden. Als Mittelwerth können wir nach Weisbach $\psi = 0{,}64$ annehmen.

Somit sind wir auch hier im Stande, ebenso leicht wie früher, die Aenderung der wirklichen Geschwindigkeit des sinkenden Wasserspiegels graphisch durch eine Curve darzustellen und aus dieser durch Construction der Zeitcurve die

wirkliche Zeit des Ausflusses für beliebig zurückgelegte Räume graphisch zu bestimmen.

Auf die graphische Bestimmung der hydraulischen Druckhöhe influiren die Erfahrungscoefficienten nicht, da dieselben bereits in den Werthen w und w_1 berücksichtigt sind.

Auch in den vorhin betrachteten complicirteren Fällen, wo einerseits die Gleichung

$$v = \sqrt{2g(h+H)},$$

andererseits die Gleichung

$$v = \sqrt{\frac{2g(h+H)}{1-\frac{f^2}{F^2}}}$$

(in letzterer sollte F constant sein) Anwendung fand, lassen sich die bezüglichen Curven der wirklichen Geschwindigkeiten construiren, wenn man die Parabel der Ausflußgeschwindigkeit im ersten Falle mit dem Parameter $\varphi^2 g$, im zweiten Falle mit dem Parameter $\frac{\varphi^2 g}{1-\frac{\psi^2 f^2}{F^2}}$ construirt, und wiederum in beiden Fällen die Geschwindigkeit des sinkenden Wasserspiegels aus der Gleichung $w = v \cdot \frac{\psi f}{F}$ ermittelt.

Es ist die Möglichkeit, bei unsern graphischen Methoden, ohne die geringste Erschwerung der Construction, die hydraulischen Erfahrungscoefficienten berücksichtigen zu können, von nicht zu unterschätzender Bedeutung, da von diesem Gesichtspunkte aus die analytische Methode in den allermeisten Fällen nicht zuverlässigere Resultate geben wird, als die graphische Methode.

d) Reduction der Constructionsgrößen.

Die practische Anwendung der graphischen Methoden verlangt eine Feststellung der Maßstäbe, in denen die verschiedenen Geschwindigkeiten, Strecken u. s. w. aufzutragen sind, insbesondere unter Berücksichtigung der practischen Durchführbarkeit auf einem beschränkten Raum, wie derselbe z. B. durch die Größe eines Reißbretts, oder die Größe eines Bogens Skizzirpapier (Millimeterpapier) gegeben ist.

In meiner Abhandlung „Begründung graphischer Methoden u. s. w." habe ich bereits Heft IV, Seite 248, (Separatabdruck „Versuch einer graphischen Dynamik" §. 10) darauf hingewiesen und die Coefficienten hergeleitet, die sich aus den für die practische Durchführung der Methoden passend gewählten Maßstäben ergeben, und mit denen die graphisch gefundenen Größen zu multipliciren sind, um die wahren zu finden. Indem ich mich auf das dort Gesagte stütze und die Bezeichnungen beibehalte, insbesondere die in einem gewissen Verhältniß zum wahren Werthe reducirten und aus der Zeichnung abgegriffenen Größen mit einem Strich oben, die wahren Größen dagegen ohne denselben bezeichne, nehme ich an, daß β der Maßstab sei, in welchem das Gefäß aufgezeichnet wird. Dann ist $h' = \beta h$. Ferner sei der Maßstab, in welchem die Beschleunigung der Schwere g aufgetragen wird α, so daß

$$g' = \alpha g \text{ ist.}$$

Ist dann v' die durch Construction der Parabel erhaltene und im Maßstab der Zeichnung gemessene Ausflußgeschwindigkeit, so ist die wahre Geschwindigkeit wie an der citirten Stelle nachgewiesen

$$\frac{v'}{v} = \sqrt{\alpha\beta},$$

$$\text{also } v = \frac{v'}{\sqrt{\alpha\beta}}.$$

Zum Auftragen der Werthe w als Ordinaten der Geschwindigkeitscurve des sinkenden Wasserspiegels sei ebenfalls ein Maßstab γ gewählt, so daß $w' = \gamma w$ ist; dann folgt, wie ebenfalls an jener Stelle gezeigt ist, wenn t' der durch die Zeitcurve gefundene und vom Maßstabe derselben beeinflußte Werth der Zeit ist, die wahre Zeit

$$t = \frac{\gamma}{\beta} t'.$$

Es wird im Allgemeinen, um die verschiedenen Curven recht deutlich und in einem anschaulichen Verhältniß zu einander zu erhalten, geboten sein, den Maßstab γ wesentlich verschieden von dem Werthe $\sqrt{\alpha\beta}$ zu nehmen. Dies hat zur Folge, daß die unter a) hergeleitete graphische Bestimmung der Differenz $\frac{w^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}$ nicht ohne Weiteres vorzunehmen ist. Man muß für diesen Fall $\gamma = \sqrt{\alpha\beta}$ wählen und erhält dann, wenn man die gedachte und im Maßstab der Zeichnung genommene Differenz d' nennt, zum Unterschied von der wahren, d

$$d' = \alpha\beta\left(\frac{w^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}\right).$$

$$d' = \alpha\beta d.$$

Nun ist

$$h' = \frac{h_1'}{\beta},$$

also die hydraulische Druckhöhe $\frac{p}{\gamma}$

$$\frac{p}{\gamma} = h_1 - d = \left(\frac{h_1'}{\beta} - \frac{d'}{\alpha\beta}\right),$$

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{1}{\beta}\left(h_1' - \frac{d'}{\alpha}\right).$$

) Praktische Anwendung der graphischen Methode auf ein Beispiel.

Aufgabe. Ein horizontal liegender cylindrischer Be- [hä]lter mit ebenen und normal zu den Wänden eingesetzten [Bö]den, von kreisförmigem Querschnitt und $1{,}6^m$ Durchmesser, [des]sen Länge 5^m beträgt, sei bis zur Höhe von $1{,}4^m$ mit [W]asser angefüllt. Im Boden des Behälters befinde sich eine [kre]isförmige Ausflußöffnung von $0{,}1^m$ Durchmesser. Die [Lu]ft hat durch eine an der obersten Stelle befindliche Oeff- [nu]ng hinlänglich freien Zutritt.

Es soll die Zeit der Entleerung bestimmt werden.

Graphische Lösung. Fig. 2, Taf. 24. Wir ver- [zeich]nen zunächst den kreisförmigen Querschnitt des Behälters [in] dem verjüngten Maaßstabe $\beta = \frac{1}{20}$ und zwar wählen [wi]r, wie bereits bemerkt wurde, zu den nachfolgenden Con- [stru]ctionen Scizzirpapier mit Theilung von 1 zu 1 Milli- [me]ter. Von der Horizontalen durch den obersten Wasser- [spi]egel tragen wir vertical nach abwärts die anfängliche Höhe [A]B des Wasserspiegels in demselben Maaßstabe β ab, so [da]ß $AB = \frac{1400}{20} = 70^{mm}$ ist. Ueber dieser Strecke als [Ab]sciffe sollen alle für die graphische Lösung der vorliegenden [Au]fgabe nothwendigen Curven construirt werden.

Für die Construction der Geschwindigkeitsparabel [ha]ben wir zunächst die Beschleunigung der Schwere g mit [φ^2] zu multipliciren. Setzen wir den Geschwindigkeitscoeffi- [cie]nten $\varphi = 0{,}97$, so ist $\varphi^2 g = 0{,}97 . 9810^{mm} = 9231^{mm}$, [de]r Parameter der Geschwindigkeitsparabel. Da wir mit [di]eser Strecke wegen ihrer Größe nicht arbeiten können, so [wä]hlen wir einen verjüngten Maaßstab $\alpha = \frac{1}{500}$ und tra- [ge]n (wir bezeichnen die reducirten Größen mit einem Strich [ob]en) $(\varphi^2 g)' = \frac{9231}{500} = 18{,}48^{mm}$ als horizontale Strecke [A]C von der verticalen Absciffe AB nach links auf, so daß [di]e Parallele CD die Beschleunigungsgerade der Parabel ist. [M]it Benutzung der in meiner Abhandlung, Civilingenieur, [H]eft IV, Jahrg. 1873, Seite 238 (siehe Separatwerk §. 4) [ge]gebenen Methode ist nun aus der Beschleunigungsgeraden [C]D die Parabel BEF construirt. Die Ordinate AF der- [sel]ben in der Verlängerung des obersten Wasserspiegels be- [trä]gt $v' = 50{,}8^{mm}$, mithin ist, da

$$\sqrt{\alpha\beta} = \sqrt{\frac{1}{20} \cdot \frac{1}{500}} = \frac{1}{100}$$

[die], nach der unter c) gegebenen Reductionsformel die wahre [A]usflußgeschwindigkeit

$$v = \frac{v'}{\sqrt{\alpha\beta}} = 50{,}8 . 100 = 5080^{mm}$$

pro Secunde.

Sinkt beispielsweise der Wasserspiegel in Folge der Entleerung um 660^{mm}, so daß nunmehr die hydrostatische Druckhöhe $BG = 1400 - 660 = 740^{mm}$ beträgt, so ist die entsprechende Ausflußgeschwindigkeit durch die Ordinate $GE = 38^{mm}$ der Parabel gegeben; die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit ist mithin $v = 100 . 38 = 3800^{mm}$. Auf diese Weise haben wir sofort für jede Höhe des Wasserspiegels in der Ordinate der Parabel die Ausflußgeschwindigkeit bestimmt.

Für die Construction der Geschwindigkeitscurve des sinkenden Wasserspiegels benutzen wir die unter c) gegebene Beziehung $w = \frac{v \psi f}{F}$.

Es ist für den vorliegenden Fall, da die Oeffnung aus einem runden Loch mit platten Rändern besteht

$$\psi = 0{,}64, \; f = 100^2 \frac{\pi}{4} = 7854^{qmm}.$$

Nennen wir d die jeweilige horizontale Sehne des Kreises, l die Länge des Blechcylinders, so ist

$$F = l d = 5000 . d,$$

also

$$w = \frac{v}{d} \cdot \frac{0{,}64 . 7854}{5000},$$

$$w = \frac{v}{d} . 1{,}0053.$$

Mit Vernachlässigung der Decimalstellen und Einführung des Maaßstabes $\gamma = 5$ für die Ordinaten w' haben wir also zur Berechnung derselben die einfache Gleichung

$$w = 5 . \frac{v}{d}.$$

Hiernach sind nun in Fig. 2, Taf. 24, die Ordinaten w' in Abständen von 10^{mm} berechnet, aufgetragen und auf diese Weise die Geschwindigkeitscurve KE_1F_1 des sinkenden Wasserspiegels construirt.

So ist z. B. die Geschwindigkeit des Wassers im Querschnitt $MN = \frac{GE_1}{\gamma} = \frac{11{,}5^{mm}}{5} = 2{,}3^{mm}$ pro Sec.

Die Entleerungszeit ist durch die Zeitcurve bestimmt, welche nach der in meiner Abhandlung, Heft 4, Jahrgang 1873, Seite 242 (§. 8 des Separatwerks) gegebenen Methode construirt ist. In der Zeichnung ist die Geschwindigkeitsstrecke $u = 25^{mm}$, welche zur Construction der Zeitcurve gehört, an zwei Stellen zwischen der Absciffe und Geschwindigkeitscurve des sinkenden Wasserspiegels einpunktirt, sowie tangential an den entsprechenden Punkten der Zeitcurve angetragen. Aus räumlichen Rücksichten ist das obere Ende

der Zeitcurve parallel sich selbst näher an die Abscisse verlegt. In Wirklichkeit ist der Bogen HL der Zeitcurve die Fortsetzung des Bogens KH. Nennen wir die Länge des rectificirten Bogens HL σ, so ist im Maaßstab der Zeichnung gemessen $\sigma = 56{,}5^{mm}$. Bilden wir den Quotienten $\frac{\sigma}{u}$, so folgt $t' = \frac{\sigma}{u} = \frac{56{,}5}{25} = 2{,}26$ und mit Berücksichtigung der unter d) gegebenen Reductionsformel die wahre Entleerungszeit t, bis der Wasserspiegel den Querschnitt MN, (also auch der auf der Zeitcurve mit constanter Geschwindigkeit u sich bewegende Hilfspunkt μ) den Endpunkt H erreicht hat,

$$t = \frac{\gamma}{\beta} t' = \frac{5}{\frac{1}{20}} . 2{,}26$$

$$t = 226 \text{ Secunden.}$$

Ebenso finden wir die der Strecke GB entsprechende Entleerungszeit t_1, wenn wir die Länge σ_1 des rectificirten Bogens KH durch u dividiren und mit dem Verhältniß $\frac{\gamma}{\beta}$ multipliciren. Es ist $\sigma_1 = 96^{mm}$ also

$$t_1 = \frac{\gamma}{\beta} . \frac{\sigma_1}{u} = \frac{5}{\frac{1}{20}} . \frac{96}{25},$$

$$t_1 = 384 \text{ Secunden.}$$

Die totale Entleerungszeit der gesammten Wassermasse ist somit

$$T = t + t_1 = 610 \text{ Secunden,}$$

$$T = 10 \text{ Min. } 10 \text{ Sec.}$$

Der kreisförmige Querschnitt gestattet, die Entleerungszeit auf rein analytischem Wege zu berechnen, da das bez. Integral auf einen geschlossenen algebraischen Ausdruck zurückgeführt werden kann. Es ist uns dadurch das Mittel in die Hand gegeben, einen interessanten Vergleich der durch Rechnung und graphische Construction gefundenen Resultate anzustellen und auf diese Weise die Größe der Ungenauigkeit, welche immerhin den graphischen Constructionen anhaftet, im vorliegenden Falle zu bestimmen.

Die analytische Berechnung der Entleerungszeit für einen kreisförmigen Querschnitt wird in Lehrbüchern der Mechanik, wie folgt, vorgenommen:

Ist dQ das im unendlich kleinen Zeitelement dt ausfließende Wasserquantum, so ist mit Beibehaltung der früheren Bezeichnung ($\varphi . \psi = \mu$ gesetzt)

$$dQ = \mu f \sqrt{2gh}\, dt.$$

In derselben Zeit ist der Wasserspiegel F um dh gesunken, mithin muß $dQ = - F dh$ sein, demnach folgt

$$\mu f \sqrt{2gh}\, dt = - F dh$$

$$dt = - \frac{1}{\mu f \sqrt{2g}} \frac{F dh}{\sqrt{h}}.$$

Zwischen den Höhen h_1 und h_2 integrirt ($h_1 > h_2$)

$$t = - \frac{1}{\mu f \sqrt{2g}} \int_{h_2}^{h_1} \frac{F dh}{\sqrt{h}}.$$

Sei die der Höhe h zugehörige horizontale Kreis[illegible] d und D der Durchmesser des Kreises, so ist

$$\frac{d}{2} = \sqrt{h(D-h)}$$

$$F = l d = 2 l \sqrt{h(D-h)},$$

demnach wird

$$\int_{h_2}^{h_1} \frac{F dh}{\sqrt{h}} = 2 l \int_{h_2}^{h_1} \frac{\sqrt{h(D-h)}\, dh}{\sqrt{h}},$$

also

$$t = - \frac{2 l}{\mu f \sqrt{2g}} \int_{h_1}^{h_2} \sqrt{D-h}\, dh,$$

woraus durch Ausführung des Integrals

$$t = \left\{ (D-h_2)^{3/2} - (D-h_1)^{3/2} \right\} \frac{4 l}{3 \mu f \sqrt{2g}}$$

folgt.

Setzen wir nun in vorstehende Gleichung die Werthe

$l = 5000$, $\mu = \varphi . \psi = 0{,}97 . 0{,}64 = 0{,}621$,
$f = 7854$, $g = 9810$, $D = 1600$,
$h_2 = 0$, $h_1 = 1400$,

so folgt die totale Entleerungszeit $T = 614$. Die [illegible]phische Methode hatte den Werth $T = 610$ gegeben. [illegible] durch die Ungenauigkeit der Construction entstandene [illegible]weichung vom wahren Werthe beträgt demnach im vorlieg[illegible] Falle noch nicht 1 Procent.

Es ist dies ein sehr günstiges Resultat, welches [illegible] allein die Richtigkeit unserer graphischen Methoden [illegible]haupt bestätigt, sondern auch lehrt, daß dieselben für [illegible]tische Aufgaben hinreichend genaue Resultate liefern.

f) Anwendung der graphischen Methode für den [illegible] daß die Ausflußöffnung sich in der Seitenwand [illegible] Gefäßes befindet.

Die früheren Untersuchungen hatten zur Vorausse[illegible] daß sich die Ausflußöffnung im Boden des Gefäßes bef[illegible] d. h. daß sämmtliche Wassertheilchen, welche momenta[illegible] Ebene der Ausflußöffnung passiren, eine gleiche hydrosta[illegible] Druckhöhe haben. Im Folgenden lassen wir diese Vo[illegible]setzung fallen und nehmen an, daß sich die beli[illegible]

ete Oeffnung in der Seitenwand des Ge- befinde. Die letztere wollen wir aus practischen t als eben annehmen.

r Ermittelung der bezüglichen Größen auf graphischem iben wir in diesem Falle uns an die unter a) und ienen Methoden zu halten. Denken wir uns näm- Fläche der Ausflußöffnung durch horizontale Linien ile Streifen Δf zerlegt, so können wir hinsichtlich der geschwindigkeit des Wassers in diesem Streifen, der heit u. s. w. unmittelbar diesen Fall auf Fall a) und beziehen. Die mit dem Parameter g construirte idigkeitsparabel liefert uns auch hier in ihren Ordi- ie verschiedenen Ausflußgeschwindigkeiten, welche den nen Druckhöhen, unter denen sich die verschiedenen Δf befinden, entsprechen. Wie bei der rechnerischen hrung des Problems werden wir auch hier das in einheit ausfließende Wasserquantum erhalten, sobald Summenausdruck $\Sigma(v \Delta f) = \Sigma(\sqrt{2gh}\, \Delta f)$ zu n Stande sind.

Fig. 3, Taf. 24, ist der trapezförmige Querschnitt ehälters (etwa eines Kanals) gezeichnet, aus dessen ingebrachter, ebenfalls trapezförmigen Oeffnung die ing vor sich gehen soll. Zur numerischen Bildung amenausdrucks empfiehlt es sich, die Verticalprojection flußöffnung in umgekehrter Lage neben der Geschwin- arabel zu verzeichnen, der Art, daß die in Wirklichkeit Kante A der Oeffnung in der Linie des Wasser- zu liegen kommt, und sich von dieser abwärts die äche erstreckt. Auf diese Weise haben wir unmittelbar Verlängerung der Verticalprojection des Streifchens zugehörige Geschwindigkeit v und $\Sigma(v \Delta f) =$ $\overline{h}\, \Delta f)$ ist offenbar proportional dem Volumen eines , den wir erhalten, wenn wir uns die Verticalpro- der Ausflußöffnung (in der Zeichnung schraffirt) um recht zur Bildfläche gedreht und die von jedem Flä- chen senkrecht aufsteigenden Ordinaten durch eine egrenzt denken, welche längs der Parabel normal zur he geführt ist. Nennen wir dieses Volumen Q den winkel der ebenen Seitenwand des Gefäßes gegen ticale α, so ist

$$\Sigma(v \Delta f) = \frac{Q}{\cos\alpha}.$$

ir hätten also auf diese Weise das in einem bestimmten ick ausfließende Wasserquantum für jede beliebige es Wasserspiegels bestimmt. Ist z. B. der Wasser- is zum Querschnitt MN des Behälters herabgesunken, so ist das in diesem Augenblick ausfließende Wasserquantum proportional einem Körpervolumen, dessen eine Projection durch die links schraffirte Trapezfläche und dessen andere Projection durch die rechts schraffirte Parabelfläche gegeben ist, beide unmittelbar unter der Horizontalen des Querschnitts MN befindlich. Der Quotient aus diesem Körpervolumen und dem Cosinus des Winkels α giebt das theoretische Ausflußquantum für den Wasserspiegel MN.

Die nun folgende Aufgabe, das Gesetz der Geschwindigkeit des sinkenden Wasserspiegels graphisch darzustellen, lösen wir in analoger Weise.

In der unter a) gegebenen Beziehung $w = \frac{vf}{F}$ ist vf das pro Zeiteinheit ausfließende Wasserquantum, F der Flächeninhalt des Wasserspiegels an irgend einer Stelle und w die Geschwindigkeit des Wassers in demselben. In unserm vorliegenden Falle haben wir nun statt vf den Summenausdruck $\Sigma(v \Delta f) = \frac{Q}{\cos\alpha}$ einzuführen und erhalten dann die Geschwindigkeit des sinkenden Wasserspiegels aus der Relation

$$w = \frac{Q}{\cos\alpha . F}.$$

Diese Größe im passenden Maaßstab senkrecht zur verticalen Abscisse und in der horizontalen Verlängerung des entsprechenden Wasserspiegels aufgetragen, veranschaulicht in einer Curve das Gesetz, nach welchem der Wasserspiegel in Folge des Ausflusses stetig sinkt.

Nunmehr erfolgt aus der Geschwindigkeitscurve des sinkenden Wasserspiegels die graphische Construction der Zeit mittelst der Zeitcurve genau in der unter Fall a) gegebenen Weise.

Die Verminderung des theoretischen Ausflußquantums durch Geschwindigkeitsverlust und Contraction an der Ausflußöffnung berücksichtigt man bei diesem graphischen Verfahren ebenso, wie in der Rechnung dadurch, daß man den für das Ausflußquantum erhaltenen Werth mit dem Ausflußcoefficienten μ multiplicirt.

Findet der Ausfluß aus rectangulären Oeffnungen, deren Seiten horizontal resp. vertical liegen, statt, so gestaltet sich das Verfahren zur Bestimmung des Ausflußquantums wesentlich einfacher. Dann ist der Inhalt des Streifens Δf für alle Druckhöhen innerhalb eines bestimmten Zeitmomentes constant und wir erhalten das vorhin mit Q bezeichnete Körpervolumen, wenn wir die Fläche der rectangulären Oeffnung mit der zugehörigen Parabelfläche multipliciren.

Görlitz, im Mai 1874.

Graphisch-mechanische Bestimmung des äquatorialen Trägheitsmomentes einer gegebenen Figur in Bezug auf eine Schwerpunkts-Achse derselben.

Von

Chr. Nehls,

Ingenieur in Hamburg.

(Hierzu Tafel 24.)

Auf Seite 85 bis 101 dieser Zeitschrift habe ich gezeigt, wie man auf graphischem Wege, mit schließlicher Benutzung des Planimeters, für gegebene Figuren bestimmte Integrale irgend welcher Art lösen kann. Die aus der angegebenen Methode abgeleiteten Constructionen für statische Momente und Trägheitsmomente lassen nach meiner Ansicht an Einfachheit einzeln zwar wenig zu wünschen übrig; da es aber bei Trägheitsmomenten meistens auf solche Achsen ankommt, die durch den Schwerpunkt der betreffenden Figur verlaufen, so will ich nachstehend im Anschluß an die frühere Abhandlung noch ein Verfahren beschreiben, welches diese Doppelaufgabe in möglichst einfacher Weise löst.

Arbeitet man mit orthogonalen Coordinaten x und y und betrachtet die X Achse derselben als Momentenachse, so werden das statische Moment M_1 und das Trägheitsmoment M_2 der gegebenen Figur durch folgende Gleichungen dargestellt:

$$M_1 = \iint y \, . \, dy \, dx,$$

$$M_2 = \iint y^2 . \, dy \, dx;$$

die Integrale beziehen sich dabei auf die ganze Fläche der Figur. Aus der letzten Gleichung ergiebt sich für das Trägheitsmoment $\mathfrak{M}_2$ in Bezug auf eine Achse AA (Fig. 1), deren Gleichung $y = + a$ ist, der folgende Ausdruck:

$$\mathfrak{M}_2 = \iint (y - a)^2 dy \, dx,$$

oder, wenn man das Quadrat auflöst:

$$\mathfrak{M}_2 = \iint y^2 . \, dy dx - 2a \iint y \, . \, dy \, dx + a^2 \iint dy \, dx;$$

und wenn man für die beiden ersten Integrale ihre obigen Werthe einführt und die Fläche $\iint dy \, dx = F$ setzt:

$$\mathfrak{M}_2 = M_2 - 2a . M_1 + a^2 . F.$$

Soll die neue Achse AA durch den Schwerpunkt der Figur gehen, so muß a gleich dem Abstande des Schwerpunktes von der X Achse sein und demnach stattfinden:

$$a . F = M_1, \text{ also } a^2 . F = a M_1 \text{ und } a = \frac{M_1}{F}.$$

Führt man diese Beziehungen in die Gleichung für $\mathfrak{M}_2$ ein, so bezeichnet letzteres das Trägheitsmoment in Bezug auf die zur X Achse parallele Schwerpunktsachse; man erhält dafür:

$$\mathfrak{M}_2 = M_2 - \frac{M_1^2}{F}.$$

Man sieht an dieser Gleichung, daß es zur Lösung der vorgelegten Aufgabe darauf ankommt, für die gegebene X Achse die Größen M_1 und M_2 gleichzeitig zu bestimmen. Es sind zu dem Ende in die Integrale, welche M_1 und M_2 repräsentiren, derartig neue Variable einzuführen, daß man wo möglich durch eine und dieselbe Construction für irgend einen Punkt in dem Umfang der gegebenen Figur je einen Punkt für M_1 und für M_2 erhält. Eine solche, theoretisch nicht auf Näherung beruhende Lösung ist in folgender Weise möglich:

Man behalte für M_1 die orthogonalen Coordinaten x und y bei, nehme für M_2 aber Polar-Coordinaten r und φ und zähle die Winkel φ von der X Achse ab; dann ist:

$$M_1 = \iint y \, . \, dy \, dx = \frac{1}{2} \int y^2 . \, dx,$$

$$M_2 = \iint (r \, . \sin \varphi)^2 \, r \, d\varphi \, . \, dr = \frac{1}{2} \int \frac{(r \, . \, r \sin \varphi)^2}{2} \, d\varphi.$$

Natürlich beziehen sich nach der ersten Integration die Werthe y und r auf den Umfang der Figur, sind also beziehungsweise Ordinaten und Fahrstrahlen desselben. Nach Seite 87 und

Ich will diese Gelegenheit noch benutzen, um ein Paar Fehler, die in meiner früheren Abhandlung bei der Correctur leider übersehen sind, zu corrigiren:

Seite 87, Zeile 6 v. o. lies y^{n+1} statt x^{n+1}.
„ 87 u. 88, 4. Vollzeile v. o. lies k^n statt k_n.
„ 88, Zeile 4 v. u. lies y^n_a statt x^n.
„ 93, „ 3 v. u. lies dr „ $d\varphi$.
„ 94, „ 10 v. o. lies y „ g.
„ 94, „ 2 v. u. lies $\mathfrak{y}$ „ y.

Seite 97 und 98, Zeile 2 v. u.: In der Gleichung fe

auf der linken Seite das Glied $\pm c^2 . \frac{y}{k}$.

„ 99, Zeile 18 v. o. lies: $\alpha^2 y^2$ statt αy^2.

„ 99, „ 21 v. o. lies: $\left(y \pm \frac{r^2}{2k}\right)^2 + x^2 - \frac{r}{4}$

$= 0$, statt $\left(y \pm \frac{r}{2}\right)^2 + x^2 - \frac{r^2}{4} = 0$

Hamburg, Mai 1874.

Vereinfachte Formel zur Berechnung hohler Wellen,

nebst einigen Bemerkungen über die Zulässigkeit von Herrn Prof. Kargl's Methode zur Bestimmung der Trägheitsmomente dünnwandiger Träger,

Von

J. J. Reifer, Ingenieur in Winterthur.

Die Festigkeitslehre liefert als Grundformel zur Berechnung von durch Torsion beanspruchten Körpern:

$$\text{I.} \quad PR = M = \frac{J_p}{a} \frac{S}{m} = \frac{J_p}{a} . \mathfrak{S},$$

wo den einzelnen Bezeichnungen folgende Bedeutung zukommt:

PR = das auf Drehung wirkende Moment,
J_p = polares Trägheitsmoment,
a = Entfernung der äußersten Faser von der neutralen Axe,
S = Schubspannung pro Flächeneinheit,
m = Sicherheitsgrad, daher
$\frac{S}{m} = \mathfrak{S}$ = die pro Flächeneinheit zulässige Spannung.

Für den Kreisring ist, wenn r_a den äußeren und r_i den inneren Halbmesser bedeutet:

$$J_p = 2J = 2 . \frac{\pi}{4} (r_a^4 - r_i^4)$$

und, da $a = r_a$, wird

$$\frac{J_p}{a} = \frac{\pi}{2} \left(\frac{r_a^4 - r_i^4}{r_a}\right).$$

Diesen Werth in I eingesetzt giebt:

$$\text{II.} \quad M = \frac{\pi}{2} \left(\frac{r_a^4 - r_i^4}{r_a}\right) \mathfrak{S}.$$

Daraus bestimmt man nun die Dimensionen hohler Wellen. Diese Formel ist sehr unbequem und muß es um so wünschenswerther sein, dieselbe zur logarithmischen Berec nung geeigneter umzuformen, als durch die jetzt üblich Oberwasserzapfen auch häufige Anwendung hohler Well bedingt ist.

In Band XVIII, Heft 8, des „Civilingenieur" h Herr Prof. Kargl gezeigt, wie sich, bei dünnwandigen Tr gern, die Trägheitsmomente einfach berechnen lassen dur Anwendung des Satzes:

Das Trägheitsmoment einer Figur, deren Wandstärk gegen die Dimensionen derselben verschwindend klein sind, das Differenzial des Trägheitsmomentes der vollen Fläc bezogen auf dieselbe Achse.

Auf diese Weise erhält man als Trägheitsmoment d Kreisringes

$$J = d\left(\frac{\pi}{4} r^4\right) = \frac{\pi}{4} . 4 r^3 dr$$

und das polare Trägheitsmoment:

$$J_p = 2 . \frac{\pi}{4} . 4 r^3 dr,$$

oder wenn man für dr die Wandstärke e setzt:

$$J_p = 2 \pi r^3 e,$$

daher

$$\frac{J_p}{a} = 2 \pi r^2 e$$

eingesetzt in I giebt:

$$\text{III.} \quad M = 2 \pi r^2 e \mathfrak{S};$$

Ueber Schiffs-Dampfmaschinen.

Von

Gisbert Kapp, Ingenieur in Pola.

Bekanntlich hat Rußland unter allen Seemächten die neuesten und originellsten Schiffs-Typen. Ob die dadurch bedingte Verschiedenheit der einzelnen Kriegsschiffe die Wehrkraft der ganzen Flotte in einem zu ihren enormen Kosten entsprechenden Verhältnisse vermehrt, ist eine Frage, welche so lange unentschieden bleiben muß, als nicht die Marine im allgemeinen aus ihrem jetzigen Stadium fortwährender Experimente in das der practischen Erfolge getreten sein wird. Mögen nun die russischen Constructionen (welche übrigens zum großen Theile aus England stammen) als zweckmäßig befunden werden, oder nicht, immherhin bieten sie für den Techniker interessante Details. So die Maschine der neuen Panzerfregatte Groß-Admiral, von welcher in den Januarheften des englischen Blattes „Engineering“ ziemlich ausführliche Zeichnungen nebst einer kurzen Beschreibung erschienen sind.

Ihre enorme Größe, so wie die eigenthümliche, in manchen Punkten von der gewöhnlichen Norm abweichende Construction sind jedenfalls geeignet, das Interesse der Fachmänner zu erwecken. Eine nähere Besprechung dieser Maschine dürfte deshalb gerechtfertigt erscheinen.

Dieselbe ist eine nach dem sogenannten Dampfhammer-System gebaute Woolf'sche Maschine von 900 nominellen Pferdestärken.*) Bei dem beabsichtigten Kesseldrucke von 60 Pfd. pro Quadratzoll soll sie jedoch 6300 Pferdestärken indiciren.

Die Cylinder sind über der Propellerwelle so aufgestellt, daß die Triebstangen von oben herab direct auf die unter 90° verstellten Kurbeln wirken. Der Dampf gelangt zuerst in den Hochdruckcylinder, und nachdem er da einen Theil seiner Arbeit abgegeben, unter einem entsprechend geringeren Drucke in den Niederdruckcylinder, wo er vollständig expandirt und schließlich in den Condensator abgeleitet wird. Dieser ist ein Trocken-Condensator mit 8300 Röhren, welche zusammen eine abkühlende Oberfläche von 13304 Quadrat repräsentiren.

Jeder Cylinder hat einen entlasteten Vertheilungs-S ber, welcher durch Excenter bewegt wird. Die Umsteue so wie die Veränderung des Füllungsgrades geschieht, m Stephenson'scher Coulissen. Begreiflicher Weise ist Letztere ein großer Fehler, indem bekanntlich die Step son'sche Coulisse für höhere Expansionsgrade eine sehr günstige Dampfvertheilung ergiebt und deshalb zur A rung des Expansionsgrades nur dort angewendet wird man bessere Vorrichtungen wegen ihrer Complicirtheit anbringen kann. Bei Schiffsmaschinen ist man abe dieser Beziehung nicht beschränkt und ist deshalb die An dung der Coulisse zum Expandiren schon längst ein wundener Standpunkt.

Zur Bewegung der Coulissen dient eine Hilfsmas Diese besteht aus einem kleinen Dampfcylinder mit T kolben, dessen Triebstange mittelst einiger Winkelhebel die Coulissen wirkt. Durch einen von Hand stellb Schieber kann der Maschinist auf die eine oder andere des Kolbens Dampf geben, wodurch dieser und mit ihm Coulissen in der gewünschten Richtung bewegt werden. mit die Bewegung nicht zu heftig erfolge, ist eine Art bremse angebracht. Der Trunk des Dampfkolbens nämlich mittelst zwei steifer Arme mit einer zweiten paral Kolbenstange verbunden, deren Kolben sich in einem mit Oel gefüllten Cylinder bewegt. Die Enden dieses linders sind durch ein Rohr mit einem Hahne verbu so daß man durch Regulirung desselben die Bewegung Oelkolbens und gleichzeitig des ganzen Steuermechanis beliebig langsam und ruhig machen kann. Zwei Hand mit Zahngetriebe ermöglichen es übrigens auch, jede Ma für sich mittelst Handkraft umzusteuern.

Gegenüber den gewöhnlich gebräuchlichen kleinen liar-Dampfmaschinen hat der eben beschriebene App den Vortheil großer Einfachheit, Solidität und directer, d sicherer Wirkung.

Interessant ist die Anbringung der Cylinder; beide

*) Nach der englischen Admiralitätsformel werden die nominellen Pferdestärken unter der Voraussetzung eines constanten Ueberdruckes auf den Kolben von 7 Pfd. pro Quadratzoll berechnet.

Die Aufstellung der vier Cylinder ist bei Schiffsmaschinen sehr verschieden. Entweder steht der kleine Cylinder über dem großen, oder er steckt in demselben, oder endlich, er ist daneben angebracht. In letzterem Falle sind die Kolbenstangen durch Traversen verbunden. Während die erste Anordnung wegen der großen Höhe, die der Bau verlangt, unbequem ist, bei der zweiten die Abdichtung der nach Innen zu spannenden Kolbenringe eine große Schwierigkeit bietet, hat die dritte Anordnung den Nachtheil, daß, vorausgesetzt auch, der Druck auf beide Kolben sei für eine bestimmte Kesselspannung und ein bestimmtes Expansionsverhältniß gleich, bei jeder Aenderung derselben auch die Kraftentwickelung beider Kolben verschieden wird, was die Kolbenstangen sowohl, als auch die Traversen auf Biegung in Anspruch nimmt. Noch eine vierte Aufstellungsart ist zu erwähnen; die beiden Kolben bewegen sich gleichzeitig, aber nicht mit, sondern gegen einander, so daß die entsprechenden Kurbeln einen Winkel von 180° einschließen. Durch diese Anordnung erreicht man erstens kurze directe Dampfwege, also einen geringen schädlichen Raum, und zweitens den nicht zu unterschätzenden Vortheil, daß die Lager der Maschinenwelle zum großen Theil entlastet werden.

Wie schon erwähnt wurde, verlangen alle diese Systeme von Schiffsmaschinen die Anwendung von vier Cylindern. Will man zwei davon ersparen, so müssen die Kurbeln nicht unter 180°, sondern unter 90° angebracht werden, eine directe Dampfleitung aus dem Hoch- in den Niederdruckcylinder ist nicht mehr zulässig und der Vortheil eines constanten Ueberdruckes in ersterem wird deshalb illusorisch. Wenn der frisch ankommende Dampf eine Spannung von 75 Pfd. hat, (also 60 Pfd. + Atmosphärendruck) und man läßt ihn im kleinen Cylinder bis auf 40 Pfd., im großen bis auf 5 Pfd. expandiren, so arbeitet jeder Cylinder mit einem Ueberdruck von 35 Pfd. und die Wirkungsweise der combinirten Maschine ist die gleiche, als die einer einfachen Zwillingsmaschine, welche mit einer Admissionsspannung von 40 Pfd. und einem Condensatordruck von 5 Pfd. arbeitet. Ihr Vortheil besteht nun darin, daß man den billigeren Dampf hoher Spannung verwenden kann, während doch gewisse Constructionstheile nur so stark zu sein brauchen, als es die Anwendung eines mittleren Dampfdruckes bei Maschinen gewöhnlichen Systemes bedingen würde.

Dieser auf den ersten Blick enorm erscheinende Vortheil erweist sich bei näherer Betrachtung doch nicht als so bedeutend, da er sich nur auf die wenigen, direct unter dem Einflusse des Ueberdruckes stehenden Maschinentheile bezieht. Diese sind: Kolben, Kolbenstange, Triebstange, Kurbel und Kreuzkopfzapfen. Die Wandstärke der Cylinder und Schieberkästen muß jedenfalls so groß sein, als es der absolute Dampfdruck verlangt, während sich die Dimensionen der übrigen Einzelstücke nicht nach dem Admissions-Ueberdruck, sondern nach dem mittleren Ueberdruck, resp. nach der gesammten, durch die Maschine zu entwickelnden Arbeitsgr[illegible] richten müssen.

Dazu kommt noch der Umstand, daß bei Schiffsmaschi[illegible] die Constructionstheile wegen zufälliger plötzlicher Anst[illegible] gungen (Wellenschlag gegen den Propeller, Rückwärtsschla[illegible] desselben, während das Schiff noch volle Fahrt vorw[illegible] hat u. s. w.) doch schon an und für sich etwas stärker [illegible] halten sein müssen, als es ein ruhiger gleichmäßiger Gan[g] erfordern würde, mithin die gesteigerte Beanspruchung am Anfange jeden Kolbenhubes ebenfalls ertragen können. Es ist eine oft gehörte Behauptung, daß das Compound-System gegenüber anderen Maschinen-Systemen einen in ökonomischer Beziehung vortheilhafteren Betrieb gestattet. Man sucht diese Behauptung dadurch zu motiviren, daß in Folge der bei Maschinen einfachen Systemes größeren Spannungs- und Temperaturdifferenzen vor und hinter dem Kolben auch die dabei stattfindenden Dampfverluste größer als bei combinirten Maschinen ausfallen. Trotz dieser gewiß richtigen Folgerung hat man mit den letzteren bei Versuchen keine erhebliche Kohlenersparniß nachweisen können, was wohl hauptsächlich dem Umstande zuzuschreiben ist, daß die oben angegebenen Dampfverluste ihrer Natur nach gering sind, also ein Mehr oder Weniger derselben nicht ins Gewicht fällt. So hat denn das combinirte System bei stabilen Dampfmaschinen, wo doch eine hohe Spannung und ein geringer Füllungsgrad angewendet wird, nicht viel Eingang gefunden. Daß es auch für Schiffsmaschinen keine besonderen Vortheile bietet, beweisen die mehrfach zwischen Compound- und einfachen Maschinen angestellten Versuche. Es möge hier, nach der Naval Science einer derselben angeführt werden. Derselbe wurde mit den beiden englischen Kanonenbooten Goshawk (Compound-Maschine) und Swinger (einfache Maschine) angestellt.

Die Resultate waren folgende:

		Goshawk.	Swinger.
Bei voller Maschinenkraft	Kesseldruck	60 Pfd.	60 Pfd.
	Indicirte Pferdekraft .	374,7	363,8
	Kohlenverbrauch pro indicirte Pferdekraft und Stunde . . .	2,60 Pfd.	2,61 Pfd.
Bei sehr geringer Kraftentwickelung	Indicirte Pferdekraft .	82	77
	Kohlenverbrauch pro indicirte Pferdekraft und Stunde . . .	2,14 Pfd.	2,07 Pfd.
	Schiffsgeschwindigkeit pro Stunde . . .	6 Meil.	6 Meil.

…m sich also einerseits keine stichhaltigen Gründe für …endung des Compound-Systemes auf Schiffen an…ssen, so sprechen doch andererseits einige Gründe da… Diese sind: Complicirter Bau, schwierige Wartung …növrirfähigkeit, große Anlagekosten in Folge des ver… Gewichtes*) und der unsymmetrischen Anordnung. … ist auch deshalb ein Uebelstand, weil man genöthigt … Reservetheile doppelt mitzunehmen.

…r haben uns bisher immer nur mit der Maschine …schäftigt, ohne gleichzeitig auf die Kessel Rücksicht zu … Diese bilden jedoch einen so wichtigen Factor in …e der Dampfschifffahrt, daß es gerechtfertigt erscheint, …n die Betrachtung zu ziehen.

…glichste Verdampfungsfähigkeit in kleinem Raume bei … Kohlenverbrauche, Zugänglichkeit der einzelnen Theile … Reinigung und Reparatur, ein großer Dampfraum, …ruck bei genügender Sicherheit im Betriebe, tiefe Lage …ffe und günstige Ausnutzung des Schiffsraumes sind …dingungen eines guten Kessels. Da sich diese Anfor…t zum Theil widersprechen, so ist begreiflicherweise …e nach dem besten Typus für Schiffskessel nicht sofort …tgiltig zu entscheiden. Die vielen im Laufe der Zeit …chten Formen zeigen aber, daß dieses Problem, je …n besonderen localen Verhältnissen, oder der indivi… Ansicht der Constructeure, welche einer oder der an…stellten Bedingung vornehmlich Rechnung zu tragen …uf sehr verschiedene Weise gelöst werden kann.

…it Rücksicht auf ökonomischen Betrieb sind cylindrische …k-Kessel sehr anzuempfehlen; allein sie haben den …l, daß sie sich der Schiffsform nicht gut anpassen …viel Raum einnehmen und in der Regel über die …nie reichen, was bei Kriegsschiffen der feindlichen …halber vermieden werden soll. Man findet allerdings …r auf Kanonenboten cylindrische Kessel installirt, welche …nz unter der Wasserlinie liegen. Das geschieht aber …ten ihres Dampfraumes, der dadurch so klein wird, …e Art Kessel bei bewegter See oder forcirtem Betriebe …ht überkochen und deshalb, trotz ihrer genügend großen …e, doch das Fahren mit voller Kraft selten gestatten. …ben den cylindrischen sind heutzutage hauptsächlich … kasten- oder kofferförmigen Kessel in Anwendung. …en flache, dem Schiffskörper angepaßte Wände, innere …g, Siederöhren und neuester Zeit auch besondere …zer. Diese sind nach Art der Siederöhren angeordnet, … dem Unterschiede, daß sie senkrecht stehen, ganz im Dampfraum liegen und nicht von der directen Flamme, sondern von den abziehenden Feuergasen erwärmt werden. Bevor der Dampf den Kessel verläßt, muß er bei den Ueberhitzungsröhren vorbeistreichen und wird da getrocknet.

Diese Gattung Kessel nützen durch ihre Form den Schiffsraum sehr gut aus, liegen ganz unter der Wasserlinie, haben aber doch einen hinreichend großen Dampfraum, weshalb sie auch seltener überkochen, und ein sehr bedeutendes Verdampfungsvermögen. Die Kessel der Fregatte Groß-Admiral haben bei einer äußeren Oberfläche von nur 576 □Fuß eine Heizfläche von 18144 □Fuß und eine Ueberhitzungsfläche von 1982 □Fuß. Trotz der vielen Vorzüge dieses Systemes kann es doch nicht unbedingt angerathen werden, da es auch seine bedeutenden Uebelstände hat. Diese sind der geringe Dampfdruck, die flachen Wände und die dadurch nöthig gemachten Verankerungen. Um den Dampfdruck aushalten zu können, müssen nämlich gegenüberliegende Kesselwände mittelst Zugstangen, welche in gegenseitigen Abständen von 12 bis 18 Zoll quadratisch angeordnet sind, verankert werden. Abgesehen davon, daß diese Anker selbst sehr bald durch Abrosten schwächer werden und nachlassen, bilden sie eine mittelbare Ursache der Corrosion des eigentlichen Kesselbleches, indem dasselbe in Folge galvanischer Ströme an jenen Stellen zuerst durchrostet, wo die Verankerungen befestigt sind.

Man ist deshalb in der Regel schon nach zwei- bis dreijährigem Gebrauche genöthigt, mit einem etwas geringeren Drucke zu fahren. Größerer Reparaturen bedürftig oder ganz dienstuntauglich werden die Kessel bei Kriegsschiffen nach ca. 5jährigem, bei Handelsschiffen, wo selten eine forcirte Leistung verlangt wird und die Bedienung eine sehr sorgfältige ist, nach ca. 10jährigem Gebrauche.

Es ist jedem Maschinisten bekannt, daß die Dauer eines Schiffskessels nicht von der Stärke seiner Construction, also Dicke des Bleches, Anzahl und Stärke der Verankerungen ꝛc., sondern von der Güte des Materiales, Sorgfältigkeit der Ausführung und vornehmlich von einem rationellen Betriebe abhängt. Ein für 60 Pfd. Dampfdruck construirter Kessel dauert deshalb nicht länger als einer für 30 Pfd. Unter übrigens gleichen Umständen werden beide in derselben Zeit zerstört werden. Wenn nun auch einerseits ein hoher Dampfdruck mit Rücksicht auf ökonomischen Betrieb sehr wünschbar ist, so bedingt er wieder bedeutend größere Kosten der ganzen Kessel-Anlage, ohne daß dadurch ihre Dauer wesentlich erhöht wird. Was auf der einen Seite an Kohlen erspart wird, geht auf der andern durch die Mehrkosten der Anlage und Reparaturen ganz oder zum Theil wieder verloren. Die Praxis hat zwischen diesen beiden, in ökonomischer Beziehung gleich wichtigen Factoren den richtigen Mittelweg gefunden in der Anwendung einer Dampfspannung von 2 bis 3 Atmosphären. Man nimmt an, daß eine zwischen diesen Grenzen liegende Spannung, sowohl in Bezug auf Kosten der Kessel-

---

…ie Ledieu zuerst nachgewiesen hat, kann dieselbe Arbeit, …ide Cylinder leisten, mit der gleichen Dampfmenge auch allein …druckcylinder entwickelt werden, wonach der Hochdruckcylinder überflüssige Zugabe erscheint.

anlage, als auch in Bezug auf Kohlenersparniß die günstigsten Resultate liefere.

Dieser bisherigen Ansicht entgegen, will man die Kessel des Groß-Admiral mit 60 Pfd., d. i. 4 Atm., belasten. Es werden uns durch dieses in großem Maaßstabe angelegte Experiment jedenfalls interessante Aufschlüsse über die Zweckmäßigkeit so hoher Dampfspannungen bei viereckigen, flachwandigen Schiffskesseln geboten werden.

So lange die Frage jedoch noch unentschieden bleibt und nicht eine ganze Reihe von Experimenten zu Gunsten einer höheren, als der bisher üblichen Dampfspannung spricht, dürfen wir dieselbe nicht überschreiten. Daraus folgt, daß für hohen Druck, also billigen Betrieb die cylindrischen den flachwandigen Kesseln vorzuziehen seien. Sie sind es aber auch in Bezug auf Sicherheit des Betriebes, wie durch die in jüngster Zeit in Amerika vorgenommenen Experimente über Kesselexplosionen nachgewiesen wurde.

Die aus den obigen Betrachtungen folgenden praktischen Schlüsse lassen sich in wenig Worten zusammen fassen und stimmen mit dem Programme der modernen Richtung im Schiffsmaschinenbau überein. Nur in Fällen, wo eine gebundene Raumausnützung Hauptbedingung ist, sind Kessel mit flachen Wänden und Verankerungen zu installiren. Zur Verminderung des Eigengewichtes dieser Kessel empfiehlt es sich (vornehmlich bei Eisenschiffen) die flachen Böden unter den Rosten wegzulassen, was auch in Bezug auf Reinigung ein Vortheil ist. Günstigste Dampfspannung: 2 bis 3 Atm. Ueberdruck.

Wo immer thunlich, sind jedoch cylindrische Hochdruckkessel, und zwar mit großem Dampfdom, anzuwenden. Die Maschine soll von möglichst compacter, einfacher und symmetrischer Construction sein, besonders aber ein leichtes und schnelles Manövriren zulassen. Das Woolf'sche System bietet keine wesentlichen Vorzüge und sind deshalb einfache Zwillingsmaschinen, aber mit guten Expansionssteuerungen, vorzuziehen.

Theorie der hyperbolischen Räder.

Von

Professor Dr. **Kirsch** in Chemnitz.

1) Der Umstand, daß hyperbolische Räder von den ausführenden Ingenieuren so selten angewendet werden, ist wohl hauptsächlich darauf zurückzuführen, daß die Verzeichnung derselben eine ziemlich umständliche und daher nicht in dem erwünschten Grade genaue ist; denn der Hauptnachtheil solcher Räder, das Vorhandensein einer Gleitung in der Richtung der Längsachse des Zahnes, ist in manchen Fällen, besonders bei geringem Abstande der beiden sich kreuzenden Drehachsen, nicht so erheblich, daß das gewöhnliche Auskunftsmittel, die Anordnung von Zwischenrädern, dadurch unbedingt gerechtfertigt würde.

Von der gewöhnlich üblichen Methode der Verzeichnung abgesehen, ist aber im Grunde genommen ein hyperbolisches Rad nicht viel schwerer anzufertigen, als ein conisches, denn wie jenes besteht es, — allerdings nur annäherungsweise, aber für die praktische Ausführung bei einigermaßen großer Zähnezahl genau genug, — aus einem abgestumpften Kegel als Grundkörper und aus conischen Zähnen, welche letztere, anstatt grade, unter einem gewissen Winkel schief auf dem Mantel des Kegels sitzen. Lassen sich nun der conische Grundkörper des Rades und der Zahn, jeder für sich, auf leichte Weise construiren, so ist nichts einfacher, als auf dem Mantel des fertigen Radkörpers die Richtungslinien der Zähne unter dem berechneten Winkel vorzureißen und die Zähne in dieser Richtung auf den Mantel aufzusetzen, resp. herauszuschneiden.

Im Folgenden soll nun gezeigt werden, wie sich die in Frage kommenden Constructionstheile ziemlich einfach ermitteln lassen, so daß für die Fälle der praktischen Anwendung, außer einer rein mechanischen kleinen numerischen Berechnung, weiter nichts zu thun übrig bleibt, als den conischen Grundkörper und einen Zahn nach den berechneten Dimensionen zu verzeichnen.

2) Das Problem, zwei Rotationskörper zu finden, welche sich als Grundformen für Zahnräder eignen, läuft geometrisch auf folgende Untersuchung hinaus: Eine Linie ABC (Fig. 1) rotire das eine Mal um eine Achse LM, das andre Mal um eine Achse PQ; in Folge der ersten Bewegung gelangt sie in der Zeit dt in eine benachbarte Lage $A'B'C'$,

$$v_x = q\omega \sin\lambda,$$
$$v_y = (x - p)\omega \sin\lambda,$$
$$v_z = - q\omega\cos\lambda\cos\varphi - (x-p)\omega\cos\lambda\sin\varphi.$$

Ebenso liefert die Rotation ω' um die durch D' gehende Achse die Componenten

$$v_x' = q'\omega'\sin\lambda',$$
$$v_y' = (x - p')\omega'\sin\lambda',$$
$$v_z' = - q'\omega'\cos\lambda'\cos\varphi - (x - p')\omega'\cos\lambda'\sin\varphi.$$

Soll nun die gewünschte Uebereinstimmung vorhanden sein, so ist hinreichend und erforderlich, daß für jeden Punkt A, d. h. für jeden Werth von x, die Gleichungen

$$v_y = v_y', \quad v_z = v_z'$$

erfüllt seien, während die Geschwindigkeiten v_x und v_x' längs der erzeugenden Geraden willkürlich sein dürfen.

Aus $v_y = v_y'$ folgt zunächst, weil x willkürlich ist

$$\omega\sin\lambda = \omega'\sin\lambda' \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

und daraus wiederum

$$p = p'. \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Aus $v_z = v_z'$ folgt ebenso wegen des willkürlichen Werthes, den x haben darf,

$$\omega\cos\lambda\sin\varphi = \omega'\cos\lambda'\sin\varphi,$$

oder

$$(\omega\cos\lambda - \omega'\cos\lambda')\sin\varphi = 0,$$

welcher Gleichung entweder durch die Annahme

$$\omega\cos\lambda = \omega'\cos\lambda'$$

oder durch die Annahme $\varphi = 0$ genügt werden kann. Wollten wir die erstere Annahme zulassen, so würde aus $v_z = v_z'$ auch noch

$$q = q'$$

und in Verbindung damit aus (1) und (2) schließlich

$$p = p', \quad q = q', \quad \omega = \omega', \quad \lambda = \lambda'$$

folgen, was nur der analytische Ausdruck des selbstverständlichen Factums ist, daß die Rotation um zwei zusammenfallende Achsen auch eine Lösung liefert. Da wir mit dieser nichts anfangen können, müssen wir die andere Annahme

$$\varphi = 0 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

treffen, wonach sich die Bedingung $v_z = v_z'$ reducirt auf

$$q\omega\cos\lambda = q'\omega'\cos\lambda'. \quad . \; . \; . \; . \quad (4)$$

Die Gleichung (2) drückt aus, daß die Verbindungslinie DD' senkrecht auf der erzeugenden Geraden steht, und da, wegen $\varphi = 0$, die Linie DD' auch senkrecht zu den beiden Rotationsachsen ist, so läßt sich das Ergebniß der bisherigen Untersuchung dahin zusammenfassen:

Damit zwei Hyperboloide als Grundformen zweier verzahnter Räder, welche mit den Winkelgeschwindigkeiten ω und ω' rotiren sollen, brauchbar sind, muß die erzeugende Gerade, d. i. die gerade Berührungslinie beider Hyperboloide se[nk]recht auf der gemeinsamen Normalen der bei[den] Rotationsachsen stehen und dieselbe schneid[en]. Die Abstände q, q' der erzeugenden Geraden [von] den Achsen, die Winkel λ und λ' derselben mit je[nen] Achsen und die Winkelgeschwindigkeiten ω und [ω'] aber müssen die Relationen erfüllen:

$$\left.\begin{aligned}\omega\sin\lambda &= \omega'\sin\lambda' \\ q\omega\cos\lambda &= q'\omega'\cos\lambda'\end{aligned}\right\} \; . \; . \; .$$

3) Nachdem diese allgemeinen Bedingungen gefun[den] sind, können wir unter Berücksichtigung des Umstandes, [daß] hyperbolische Räder wohl ohne Ausnahme als außen verzah[nte] Räder construirt werden, von der Annahme eines Coo[rdi]natensystems absehen und einfacher die Lage der Rotatio[ns]achsen in Bezug auf die Ebene, welche durch die gemeinsc[haftliche] Normale DD' (Fig. 3) der beiden Achsen und durch [die] erzeugende Gerade AB geht, beziehen.

Man erhält dann direct die beiden letzten Gleichun[gen], denn wenn man ω und ω' in ihre beiden Componen[ten]

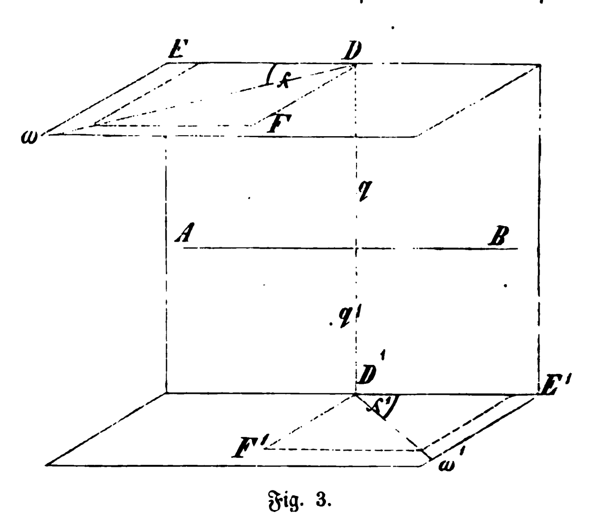


Fig. 3.

längs DE und DF, resp. D'E' und D'F' zerlegt und [be]rücksichtigt, daß diese Componenten resp. $\omega\cos\lambda$, $\omega\sin\lambda$ [und] $\omega'\cos\lambda'$, $\omega'\sin\lambda'$ betragen, so findet man, daß die Rota[tion] um DE sowohl, als um D'E' die erzeugende Gerade [pa]rallel mit sich selbst in einer zur Ebene DAB senkrec[hten] Richtung nach hinten führt, und zwar mit den Geschwin[dig]keiten $q\omega\cos\lambda$ resp. $q'\omega'\cos\lambda'$; da beide übereinstim[men] müssen, wird wie oben

$$q\omega\cos\lambda = q'\omega'\cos\lambda'.$$

Die andere Componente $\omega\sin\lambda$ um die Achse DF [und] D'F' bewirkt eine Drehung der Geraden AB in der E[bene] ABD mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega\sin\lambda$; diese muß ü[ber]einstimmen mit der von ω' herrührenden Drehungscompon[ente] in derselben Ebene, also wird

$$\omega\sin\lambda = \omega'\sin\lambda',$$

... dies sind die beiden Gleichungen (5). Außer der Dre... ...ung der Geraden AB erzeugt die Rotation um die Achse DF ein Fortschreiten der Geraden von B nach A hin, mit ... Geschwindigkeit $q\omega\sin\lambda$, ebenso die Rotation um $D'F'$ ...in Fortschreiten derselben Geraden von A nach B hin mit ... Geschwindigkeit $q'\omega'\sin\lambda'$; die Geschwindigkeit v, mit ...welcher die beiden in AB zusammenfallenden erzeugenden Geraden an einander entlang gleiten, ist daher ausgedrückt durch

$$v = q\omega\sin\lambda + q'\omega'\sin\lambda'. \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

4) In allen Fällen, wo hyperbolische Räder zu construiren sind, darf man als gegeben ansehen:

den senkrechten Abstand $DD' = a$ der beiden Rotationsachsen,
den Winkel α, welchen die beiden Rotationsachsen mit einander bilden, und
die Zähnezahlen n und n' der beiden Räder.

Was den Winkel α anlangt, so wäre es vom rein theoretischen Standpunkte aus am angemessensten, denselben so zu messen, daß man von einem willkürlich gewählten Anfangspunkte P aus zwei Gerade PQ und PQ' parallel zu ...en Achsen ω und ω' der Art auftrüge, daß von P aus gesehen, beide Rotationen in demselben Sinne erfolgen, also ...wa rechtsdrehende wären; dann würde aber α in den meisten Fällen ein stumpfer Winkel sein und für den Fall, ...aß die Räder in cylindrische übergingen, gleich zwei Rechten werden. In Rücksicht auf die Anwendungen wird es daher vorzuziehen sein, das Complement dieses Winkels zur Bestimmung zu benutzen, also unter α denjenigen Winkel zu verstehen, um welchen die eine der Achsen zweier außenverzahnten cylindrischen Räder senkrecht zur gemeinsamen Normale DD' ...gegen die andere verdreht werden muß, damit sie in die gegebene windschiefe Lage zur anderen gelangt.

Nach diesen Festsetzungen erhalten wir zur Bestimmung ...r Größen q, q', λ, λ' aus den gegebenen Stücken a, α, n, ... die folgenden Gleichungen, welche zum Theil direct, zum Theil mittelst der Relation

$$\omega : \omega' = n' : n \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

...us den Gleichungen (5) hervorgehen:

$$\left.\begin{aligned} q + q' &= a \\ \lambda + \lambda' &= \alpha \\ n'\sin\lambda &= n\sin\lambda' \\ qn'\cos\lambda &= q'n\cos\lambda' \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Aus den beiden mittleren dieser Gleichungen folgt

$$n'\sin\lambda = n\sin(\alpha - \lambda) = n\sin\alpha\cos\lambda - n\cos\alpha\sin\lambda,$$

...er

$$n'\operatorname{tg}\lambda = n\sin\alpha - n\cos\alpha\operatorname{tg}\lambda$$

$$\left.\begin{aligned} \operatorname{tg}\lambda &= \frac{n\sin\alpha}{n' + n\cos\alpha} \\ \operatorname{tg}\lambda' &= \frac{n'\sin\alpha}{n + n'\cos\alpha} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Aus den beiden letzten Gleichungen (8) wird

$$\frac{\operatorname{tg}\lambda}{q} = \frac{\operatorname{tg}\lambda'}{q'},$$

oder

$$q\operatorname{tg}\lambda' = q'\operatorname{tg}\lambda = (a - q)\operatorname{tg}\lambda,$$

$$q = a\frac{\operatorname{tg}\lambda}{\operatorname{tg}\lambda + \operatorname{tg}\lambda'},$$

oder nach Substitution von λ und λ'

$$\left.\begin{aligned} q &= a\frac{n^2 + nn'\cos\alpha}{n^2 + 2nn'\cos\alpha + n'^2} \\ q' &= a\frac{n'^2 + nn'\cos\alpha}{n^2 + 2nn'\cos\alpha + n'^2} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad (9^a)$$

5) Um ein passendes Paar conischer Räder mit schrägen Zähnen zu erhalten, welches die hyperbolischen Räder zu ersetzen im Stande ist, denken wir die erzeugende Gerade AB (Fig. 4) auf eine sehr kleine Länge l reducirt; lassen wir diese sehr kurze Gerade um jede der beiden Achsen rotiren,

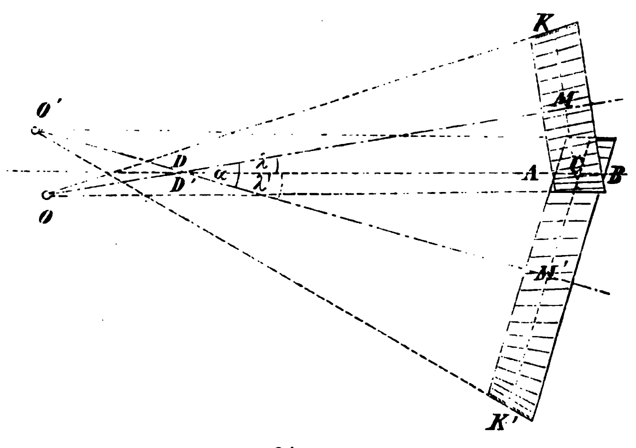


Fig. 4.

so entstehen zwei abgestumpfte Kegel und zwar ist die Annäherung um so größer, je kleiner die Länge AB = l ist. In dem fertigen Rad repräsentirt l die Länge der Zähne (wir sagen nicht „Breite", weil es naturgemäß erscheint, die größte Dimension eines Körpers „Länge" zu nennen), und da diese Länge in der Regel proportional der Theilung des Rades gemacht wird, so fällt sie um so kleiner aus, je größer die Zähnezahl ist; die Annäherung wird daher um so größer, je größer n und n' gewählt werden, und erreicht die Grenze der absoluten Genauigkeit für $n = \infty$ und $n' = \infty$.

Unter dieser Voraussetzung einer sehr großen Zähnezahl wird den nachstehenden Entwickelungen eine absolute Genauigkeit zukommen, von welcher man sich in den Anwendungen, je nach dem besonderen Zwecke, ohne Nachtheil mehr oder weniger entfernen darf; welches das zulässige Minimum der Zähnezahlen ist, kann im Allgemeinen, ohne Rücksicht auf den Zweck, dem die Räder dienen sollen, nicht angegeben werden, immerhin aber möchte es sich empfehlen, hyperbolische Räder

von weniger als dreißig Zähnen nie anzuwenden, es sei denn, daß man sich durch eine besondere Untersuchung von der Zulässigkeit einer so geringen Zähnezahl überzeugt hätte.

6) Wir berechnen zunächst die mittleren Radien $KM = r$ und $K'M' = r'$ (Fig. 4) der beiden Räder.

Bezeichnen wir die Länge CQ (Fig. 5), um welche der Mittelpunkt C des erzeugenden geraden Elementes AB von

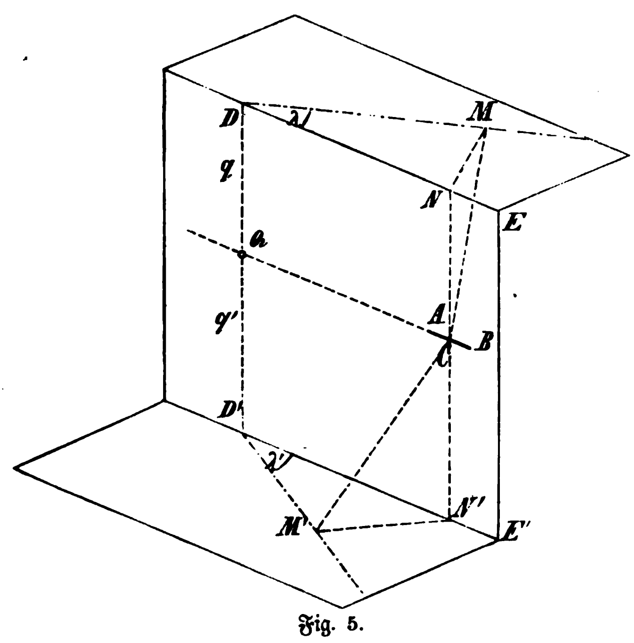


Fig. 5.

der gemeinsamen Achsennormale absteht, mit b, fällen nunmehr von C aus die Normale CN auf DE und von N aus die Normale NM auf die durch D gehende Rotationsachse ω, so steht auch CM senkrecht auf ω, daher ist $CM = r$, folglich

$$\left.\begin{aligned} r^2 &= CN^2 + MN^2 \\ &= q^2 + b^2 \sin^2\lambda, \\ r &= \sqrt{q^2 + b^2 \sin^2\lambda}, \text{ ebenso} \\ r' &= \sqrt{q'^2 + b^2 \sin^2\lambda'} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (10)$$

Die Höhe $OM = h$ (Fig. 4 und 5) desjenigen Kegels, welcher das Hyperboloid an der betreffenden Stelle berührt, wird am einfachsten durch folgende Betrachtung erhalten. Lassen wir den Punkt C in Gedanken um das Stück db längs der Geraden AB fortrücken, so geht der Abstand r über in $r + dr$ und es ist wegen

$$r^2 = q^2 + b^2 \sin^2\lambda,$$

$$2r\,dr = 2b\,db . \sin^2\lambda, \text{ folglich}$$

$$dr = \frac{b \sin^2\lambda}{r}\, db.$$

Hierbei rückt, da $DM = b\cos\lambda$ ist, der Fußpunkt M um $\cos\lambda . db$ vorwärts; dies liefert die Proportion

$$h:r = dh:dr = \cos\lambda\, db : \frac{b \sin^2\lambda}{r}\, db,$$

oder

$$\left.\begin{aligned} h &= \frac{r^2 \cos\lambda}{b \sin^2\lambda} \\ h' &= \frac{r'^2 \cos\lambda'}{b \sin^2\lambda} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots$$

Die Stücke $DM = c$ und $D'M' = c'$, um die Mittelebenen der beiden Räder von den Fußpunk und D' der gemeinsamen Achsennormale abstehen, sind

$$\left.\begin{aligned} c &= b\cos\lambda \\ c' &= b\cos\lambda' \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots$$

Durch die Größen r, h, c ist der Radkörper dessen Stellung auf der Rotationsachse bestimmt und mittelst der gegebenen Größen a, α, n, n' und b.

7) Es erübrigt nun noch, die Dimensionen eine zelnen Zahnes und dessen Stellung auf dem Mante Kegels zu ermitteln.

Wir bestimmen zunächst die Querschnittsdimen indem wir durch die Mitte eines Zahnes, normal zur achse desselben einen Schnitt legen und untersuchen, der Radius R und die Theilung t eines Stirnrade müsse, damit ihm der gleiche Zahnquerschnitt zukomme.

Die Geschwindigkeit, mit welcher der Mittelpunkt C Zahnes senkrecht zu seiner Längsrichtung fortschreitet, die beiden Componenten

$$q\omega\cos\lambda \text{ und } b\omega\sin\lambda.$$

Die erstere senkrecht zu AB und NN' (Fig. 5), die längs NN' gerichtet. Die absolute Geschwindigkeit, welcher der Zahn seitlich fortschreitet (also von dem in der Längsrichtung abgesehen) ist demnach

$$\omega\sqrt{q^2\cos^2\lambda + b^2\sin^2\lambda} \quad \ldots$$

Hierbei rotirt der Zahn mit einer Winkelgeschwindi welche der Componente $\omega\cos\lambda$ von ω gleich ist, um eigene Längsachse und es ist nun das gleichzeitige Fortsch und Drehen des Zahnes äquivalent einer kreisförmigen wegung desselben um einen in der Entfernung

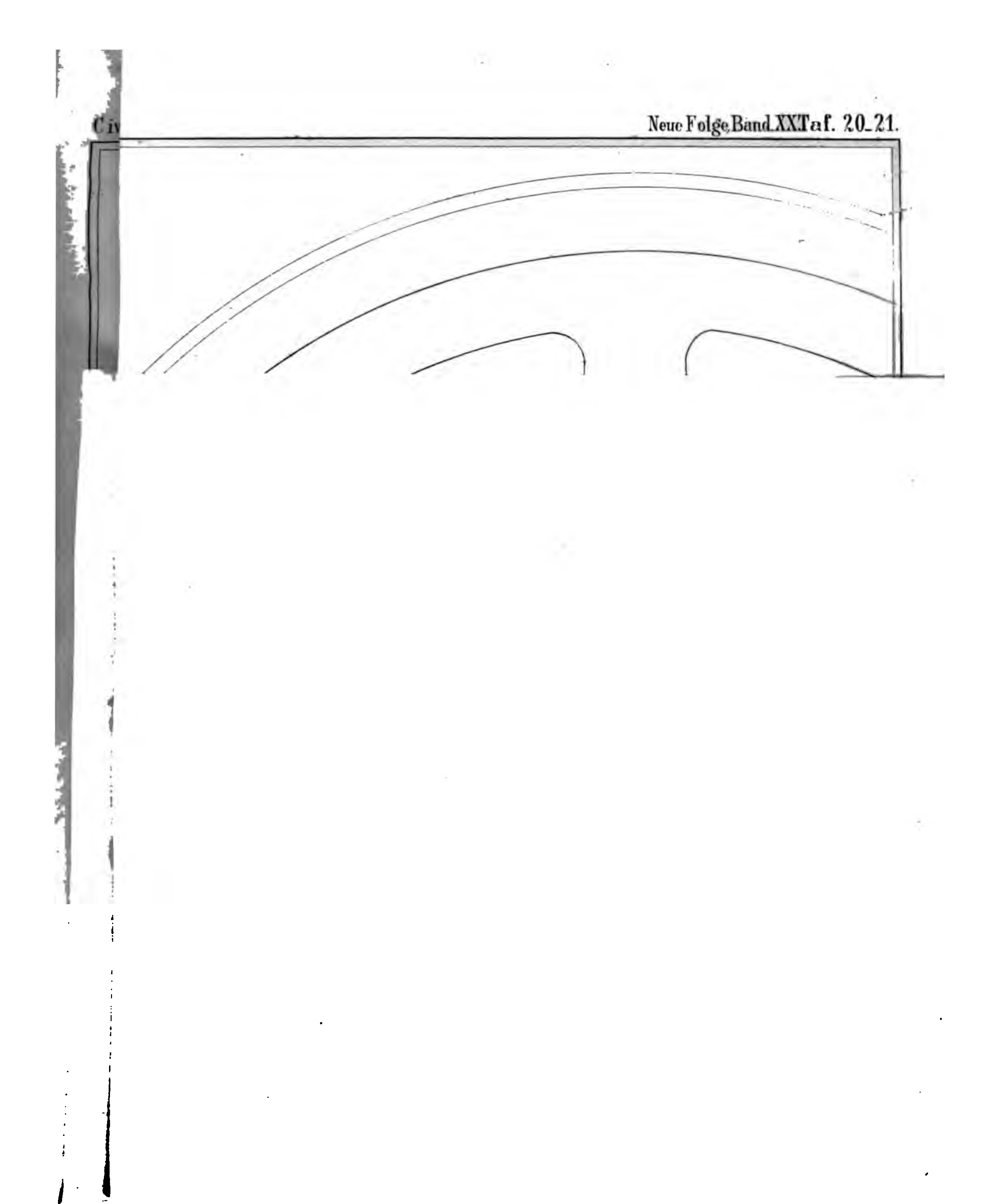
$$R = \frac{\text{Peripheriegeschwindigkeit}}{\text{Winkelgeschwindigkeit}} = \frac{\omega\sqrt{q^2\cos^2\lambda + b^2 \ldots}}{\omega\cos\lambda}$$

liegenden Mittelpunkt. Demnach wird

$$\left.\begin{aligned} R &= \sqrt{q^2 + b^2 \operatorname{tg}^2\lambda} \\ R' &= \sqrt{q'^2 + b^2 \operatorname{tg}^2\lambda'} \end{aligned}\right\}, \quad \ldots \quad (1$$

zwei Gleichungen, welche man ohne Mühe auf rein geom trischem Wege ableiten kann, indem man durch den Punkt eine zu AB normale Ebene legt und den Abstand desjenig Punktes ermittelt, in welchem diese Ebene die Rotationsac ω schneidet.

Die Theilung t, das ist der mittlere normal zur Läng richtung des Zahnes gemessene Abstand zweier aufeinand folgenden Zähne ergiebt sich aus der Betrachtung, daß





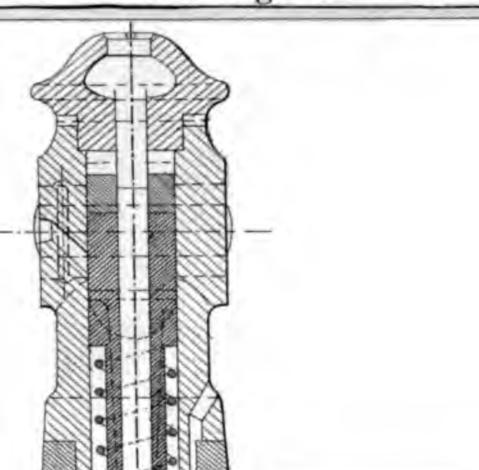
Regulator

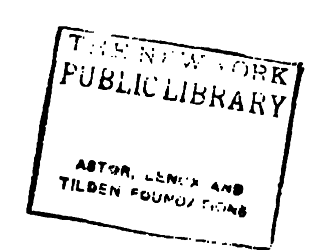
mit 500 Umgängen pro Min.

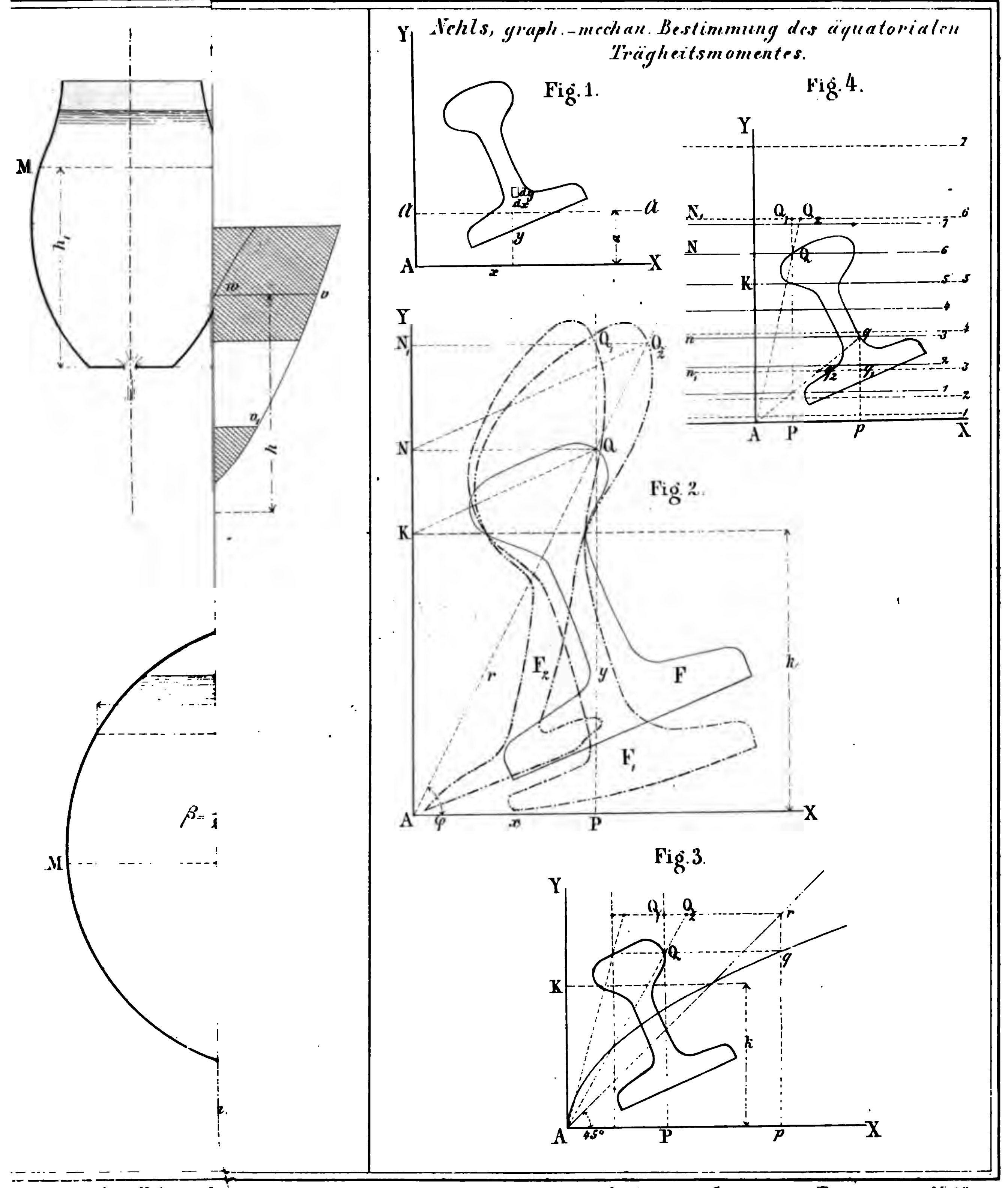
zur Dampfmaschine

von 100mm Durchm 200mm Hub u.

180 Umgäng. gehörig.




THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS



ag von Arthur Felix in Le
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

$$\omega \sqrt{q^2 \cos^2 \lambda + b^2 \sin^2 \lambda}$$

chwindigkeit der Bewegung in dieser Richtung ist; wir nun das fertige Rad grade so schnell gedreht, jeder Zeiteinheit ein neuer Zahn zur Berührung ge- was doch zulässig ist, da die absolute Umdrehungs- digkeit zweier Zahnräder keinen Einfluß auf die Zahn- it, so wird bei n Zähnen

$$n\omega = 2\pi,$$

folglich $\omega = \frac{2\pi}{n}$, und daher

$$\left.\begin{aligned} t &= \frac{2\pi}{n} \sqrt{q^2 \cos^2 \lambda + b^2 \sin^2 \lambda} \\ t' &= \frac{2\pi}{n'} \sqrt{q'^2 \cos^2 \lambda' + b^2 \sin^2 \lambda'} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad (15)$$

hreiben wir diese Ausdrücke in der Form:

$$t = \frac{2\pi}{n n'} \sqrt{(q n' \cos \lambda)^2 + (b n' \sin \lambda)^2}$$

$$t' = \frac{2\pi}{n n'} \sqrt{(q' n \cos \lambda')^2 + (b n \sin \lambda')^2}$$

rücksichtigen die Fundamentalgleichungen (8), so er- h

$$t = t',$$

lation, deren Nothwendigkeit von vorn herein ersicht-

Um den Winkel γ zu finden, welchen die Längsachse ahnes mit der Kegelseite bildet, berücksichtigen wir, Theilung t denselben Winkel γ mit der Peripherie des einschließt; längs der Peripherie gemessen beträgt r Bogen zwischen zwei aufeinanderfolgenden Zähnen

$$\frac{2r\pi}{n},$$

irb

$$t = \frac{2r\pi}{n} \cos\gamma, \text{ oder}$$

$$\cos\gamma = \frac{nt}{2r\pi},$$

folgt

$$r\cos\gamma = \sqrt{q^2\cos^2\lambda + b^2\sin^2\lambda},$$

$$r^2\cos^2\gamma = q^2\cos^2\lambda + b^2\sin^2\lambda,$$

$$r^2\sin^2\gamma = r^2 - q^2\cos^2\lambda - b^2\sin^2\lambda,$$

it Benutzung der Gleichung (10)

$$r^2\sin^2\gamma = q^2 - q^2\cos^2\lambda = q^2\sin^2\lambda$$

$$\left.\begin{aligned} \sin\gamma &= \frac{q}{r}\sin\lambda \\ \sin\gamma' &= \frac{q'}{r'}\sin\lambda' \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

bleibt hiernach schließlich nur noch der Convergenz- er Zahnflanken, oder vielmehr dessen Abstand ϱ von der durch die Mitte des Zahnes gehenden Normalebene FG (Fig. 6) zu bestimmen.

Denken wir auf dem Kegel KM (Fig. 4) zwei aufeinanderfolgende Seitenlinien gezogen, deren mittlerer Abstand dx sein möge, so convergiren dieselben in dem Punkte O, also in der Entfernung $\sqrt{r^2 + h^2}$ von der Mitte C des Zahnes; tragen wir nun an jede dieser beiden unendlich nahen convergirenden Linien den Winkel γ an, so bilden die

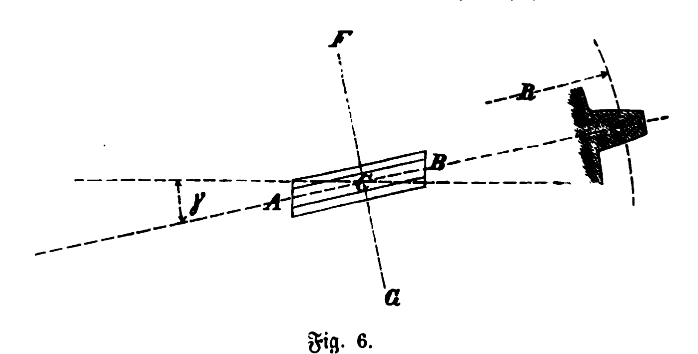


Fig. 6.

beiden Schenkel, welche entstehen, denselben unendlich kleinen Winkel mit einander, wie jene beiden Kegelseiten; der normale Abstand dieser beiden neuen Schenkel beträgt aber nicht mehr dx, sondern dx cos γ, folglich convergiren diese beiden Linien nicht nach einem Punkte in der Entfernung $\sqrt{r^2 + h^2}$, sondern nach einem Punkte, dessen Entfernung gleich ist $\cos\gamma \sqrt{r^2 + h^2}$; somit ist

$$\varrho = \sqrt{r^2 + h^2} . \cos\gamma,$$

oder wegen (10), (11) und (17)

$$\varrho^2 = (r^2 + h^2)(1 - \sin^2\gamma)$$

$$= \left(r^2 + \frac{r^4\cos^2\lambda}{b^2\sin^4\lambda}\right)\left(1 - \frac{q^2}{r^2}\sin^2\lambda\right)$$

$$= \frac{b^2\sin^4\lambda + q^2\cos^2\lambda + b^2\sin^2\lambda\cos^2\lambda}{b^2\sin^4\lambda}(q^2 + b^2\sin^2\lambda - q^2\sin^2\lambda)$$

$$= \frac{(b^2\sin^2\lambda + q^2\cos^2\lambda)^2}{b^2\sin^4\lambda},$$

folglich

$$\varrho = \frac{b^2\sin^2\lambda + q^2\cos^2\lambda}{b\sin^2\lambda},$$

oder endlich

$$\left.\begin{aligned} \varrho &= b + \frac{q^2}{b}\operatorname{cotg}^2\lambda \\ \varrho' &= b + \frac{q'^2}{b}\operatorname{cotg}^2\lambda' \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

Da aus den Gleichungen (8) sich

$$q \operatorname{cotg}\lambda = q' \operatorname{cotg}\lambda'$$

ergiebt, so ist hiernach

$$\varrho = \varrho', \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

wie dies von vornherein zu erwarten war.

Bei der Verzeichnung des Rades ist übrigens darauf Rücksicht zu nehmen, daß die Projection S des Punktes, nach welchem die Kopf- und Fuß-Endflächen eines Zahnes convergiren, nicht in dem Abstande ϱ von C liegt; vielmehr wird, weil der Zahn unter dem Winkel γ gegen die Ebene der Zeichnung geneigt ist, das Zusammentreffen der projicirten Flanken bereits in der Entfernung

$$CS = \varrho \cos \gamma$$

(Fig. 7) erfolgen.

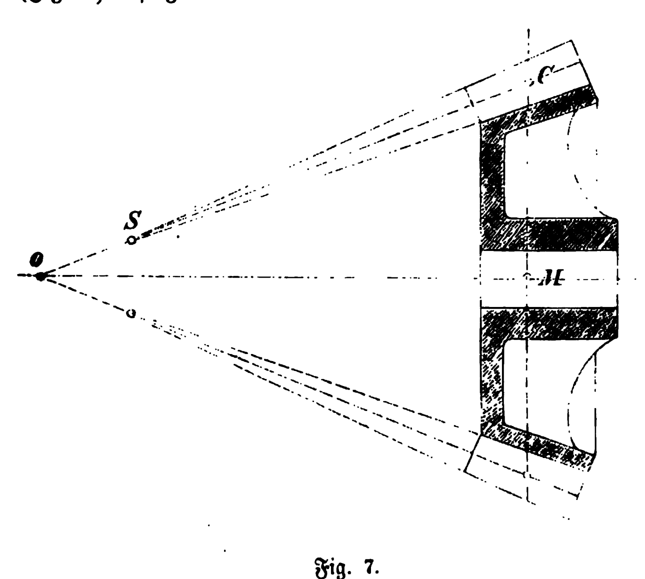


Fig. 7.

9) Nennen wir P den Druck normal zur Zahnflanke, so ist, weil die Geschwindigkeit in dieser Richtung genommen, gleich

$$\omega \sqrt{q^2 \cos^2 \lambda + b^2 \sin^2 \lambda}$$

ist, (13), die übertragene Arbeitsleistung

$$P \omega \sqrt{q^2 \cos^2 \lambda + b^2 \sin^2 \lambda}.$$

Die Gleitungsgeschwindigkeit der Zahnflanken ist nach (6)

$$v = q \omega \sin \lambda + q' \omega' \sin \lambda',$$

oder mit Berücksichtigung von (5)

$$v = q \omega \sin \lambda + q' \omega \sin \lambda = a \omega \sin \lambda,$$

daher der Reibungsverlust pro Secunde

$$\mu P . a \omega \sin \lambda.$$

Der relative Verlust in Folge des Gleitens der Zähne beträgt demnach

$$\eta = \frac{\mu P a \omega \sin \lambda}{P \omega \sqrt{q^2 \cos^2 \lambda + b^2 \sin^2 \lambda}} \text{ oder}$$

$$\eta = \frac{a \mu}{\sqrt{b^2 + q^2 \operatorname{cotg}^2 \lambda}}, \quad \ldots \ldots \quad (20)$$

woraus man erkennt, daß er um so kleiner ausfällt, je größer man b wählt. Aus der Form des Ausdruckes η folgt, daß stets

$$\eta < \frac{a}{b} \mu$$

ist, welchem Grenzwerthe es sich um so mehr nähert, je größer b im Verhältniß zu a ist. Nimmt man $\mu = 0{,}15$ bis $0{,}20$ so braucht man nur $b > 3a$ bis $4a$ zu nehmen, um zu bewirken, daß die gleitende Reibung weniger als 5 Procent der übertragenen Leistung absorbirt. Bei kleinem a ist dies ganz gut thunlich, folglich der Verlust in diesem Falle kleiner als beim Einschalten eines Hilfsräderpaares.

10) Soll das eine zweier hyperbolischen Räder ein Stirnrad werden, so muß

$$\gamma = 0, \quad h = \infty$$

werden, was nur möglich ist, (11 und 17), wenn $\lambda = 0$, also wegen (9) auch $\alpha = 0$ ist; dann wird aber zugleich $\lambda' = 0$ und

$$\gamma' = 0, \quad h' = \infty,$$

folglich wird auch das zugehörige Rad ein Stirnrad. Niemals kann also ein hyperbolisches Rad mit einem Stirnrade richtig arbeiten.

Soll das eine Rad in ein Kegelrad übergehen, so muß

$$\gamma = 0$$

sein, welches eintritt, wenn entweder $\lambda = 0$ oder $q = 0$ wird; der erstere Fall ist unzulässig, weil er $h = \infty$, also ein Stirnrad liefert; der andere Fall $q = 0$ kann aber nur eintreten, (9ª) wenn

$$n^2 + n n' \cos \alpha = 0$$

oder

$$\cos \alpha = -\frac{n}{n'}$$

wird. In diesem Falle wird $\operatorname{tg} \lambda' = \infty$ (9), also $\cos \lambda' = 0$ und in Folge dessen

$$h' = 0,$$

d. h. das zugehörige hyperbolische Rad geht dann in eine Scheibe (Planrad) über; der Querschnitt der Zähne wird wegen $R' = \infty$ gleich demjenigen der Zähne einer Zahnstange.

11) Die im Vorstehenden gewonnenen Resultate lassen sich nun, wie folgt, zusammenfassen.

Es sind gegeben:

a Abstand der beiden Drehachsen,
α Winkel der beiden Drehachsen,
n, n' Zähnezahl der beiden Räder,
b mittlere Entfernung der Eingriffsstelle von der Achsennormale a.

Es bedeuten:

r, r' die Radien der Räder, von Mitte Zahn an gemessen,
h, h' Höhen der Radkegel,
c, c' Abstand der Radebene (Ebene, in welcher sämmtliche Zahnmittelpunkte liegen) von der Achsennormale a.

R, R' Radien der Theilkreise für die Construction des mittleren Zahnprofils,

t, t' Theilung,

γ, γ' Winkel zwischen der Längsachse eines Zahnes und der Kegelseite,

ϱ, ϱ' Entfernung des Convergenzpunktes der Zahnflanken von Mitte Zahn,

η relativer Verlust durch die gleitende Reibung der Radzähne.

Man berechnet zunächst die Hilfsgrößen λ, λ', q, q' ittelst der Gleichungen

$$\operatorname{tg}\lambda = \frac{n\sin\alpha}{n' + n\cos\alpha},$$

$$\operatorname{tg}\lambda' = \frac{n'\sin\alpha}{n + n'\cos\alpha},$$

$$q = a\frac{n^2 + nn'\cos\alpha}{n^2 + 2nn'\cos\alpha + n'^2},$$

$$q' = a\frac{n'^2 + nn'\cos\alpha}{n^2 + 2nn'\cos\alpha + n'^2};$$

nn ist

$$r = \sqrt{q^2 + b^2\sin^2\lambda} \qquad r' = \sqrt{q'^2 + b^2\sin^2\lambda'}$$

$$h = \frac{r^2\cos\lambda}{b\sin^2\lambda} \qquad h' = \frac{r'^2\cos\lambda'}{b\sin^2\lambda'},$$

$$c = b\cos\lambda \qquad c' = b\cos\lambda',$$

$$R = \sqrt{q^2 + b^2\operatorname{tg}^2\lambda} \qquad R' = \sqrt{q'^2 + b^2\operatorname{tg}^2\lambda'},$$

$$t = t' = \frac{2\pi}{n}\sqrt{q^2\cos^2\lambda + b^2\sin^2\lambda},$$

$$\sin\gamma = \frac{q}{r}\sin\lambda \qquad \sin\gamma' = \frac{q'}{r'}\sin\lambda',$$

$$\varrho = \varrho' = b + \frac{q^2}{b}\operatorname{cotg}^2\lambda,$$

$$\eta = \frac{a\mu}{\sqrt{b^2 + q^2\operatorname{cotg}^2\lambda}}.$$

12) Beispiele:

1. $\alpha = 0$, Stirnräder.

ier wird $\lambda = \lambda' = 0$

$$q = \frac{an}{n+n'}, \qquad q' = \frac{an'}{n+n'},$$

lglich

$$r = \frac{an}{n+n'} \qquad r' = \frac{an'}{n+n'},$$

$$h = \infty \qquad h' = \infty,$$

$$c = b \qquad c' = b,$$

$$R = r \qquad R' = r',$$

$$t = t' = \frac{2a\pi}{n+n'},$$

$$\gamma = 0 \qquad \gamma' = 0,$$

$$\varrho = \infty \qquad \varrho' = \infty,$$

$$\eta = 0.$$

2. $a = 0$, Kegelräder.

Hier wird

$$\operatorname{tg}\lambda = \frac{n\sin\alpha}{n' + n\cos\alpha}, \quad \operatorname{tg}\lambda' = \frac{n'\sin\alpha}{n + n'\cos\alpha},$$

$$q = 0, \qquad q' = 0,$$

folglich

$$r = b\sin\lambda, \qquad r' = b\sin\lambda',$$

$$h = b\cos\lambda, \qquad h' = b\cos\lambda',$$

$$c = b\cos\lambda, \qquad c' = b\cos\lambda',$$

$$R = b\operatorname{tg}\lambda, \qquad R' = b\operatorname{tg}\lambda',$$

$$t = t' = \frac{2\pi b\sin\lambda}{n},$$

$$\gamma = 0, \qquad \gamma' = 0,$$

$$\varrho = b, \qquad \varrho' = b,$$

$$\eta = 0.$$

3. $a = 120$, $b = 500$, $\alpha = 90^0$, $n = 60$, $n' = 40$, Hyperbolische Räder.

Hier wird

$$\lambda = 56^0 18{,}6', \qquad \lambda' = 33^0 41{,}4',$$

$$q = 83{,}08, \qquad q' = 36{,}92,$$

folglich

$$r = 424{,}24, \qquad r' = 279{,}80,$$

$$h = 288{,}41, \qquad h' = 423{,}40,$$

$$c = 277{,}35, \qquad c' = 416{,}03,$$

$$R = 754{,}59, \qquad R' = 335{,}37,$$

$$t = 43{,}83, \qquad t' = 43{,}83,$$

$$\gamma = 9^0 22{,}7', \qquad \gamma' = 4^0 11{,}8',$$

$$\varrho = 506{,}13, \qquad \varrho' = 506{,}13,$$

$$\eta = 0{,}239 . \mu = 0{,}038 \text{ für } \mu = 0{,}16.$$

Ueber Fördermaschinen für Kohlengruben.

Von

William Kamp,

Bergdirector auf den Gruben von John Cockerill & Co. zu Seraing.

(Vortrag, gehalten im Iron and Steel-Institute.)

Neben der Versorgung der Kohlengruben mit der gehörigen Maschinerie zur Wasserhaltung, Ventilation und unterirdischen Förderung sind die wichtigsten Betriebsvorrichtungen die Gewinnung der Kohle und die Förderung derselben bis zur Tagesoberfläche. Bei der Gewinnung der Kohle verfolgt man sehr verschiedene Methoden, welche sich den besondern localen Verhältnissen anzupassen haben, und wobei der Ingenieur die Beschaffenheit und Zusammensetzung der Flötze, die Dichtheit und Härte der Kohle, die Neigung der Lagerstätten gegen den Horizont, die Neigung zur Bildung schlagender Wetter und die Natur und Festigkeit des Daches der einzelnen Flötze zu beachten hat.

In dieser Beziehung kann also der Bergingenieur seltener anderweite Erfahrungen benützen, wogegen bezüglich der Maschinerie ein Kohlenbezirk die vortheilhaftesten Einrichtungen anderer Districte nachahmen und ein Bergingenieur seine Erfahrungen durch diejenigen seiner Collegen erweitern kann. Einzelne belgische Kohlenwerksbesitzer haben z. B. die in England übliche Fördermethode mit Kübel und loser Kette angenommen. Was die Fördermaschinen anlangt, so sind die älteren Apparate bei uns beibehalten worden, obgleich die englischen Einrichtungen eingehend studirt worden sind. Und doch ist gerade diese Branche des Bergbaues gegenwärtig von solcher Bedeutung, daß sie die höchste Beachtung der Ingenieurs verdient, indem in Folge der bedeutenden Tiefe der Förderschächte sich durchaus gewisse Abänderungen nöthig machen.

Da ich einen Grubenbetrieb zu leiten habe, dessen Schächte schon beträchtliche Tiefen aufweisen, so habe ich eingehendere Erörterungen darüber angestellt, welche Schwierigkeiten hier vorliegen, und auf welche Weise sie am besten zu überwinden sein dürften, wenn eine ökonomische und regelmäßige Betriebsmethode zu Grunde gelegt wird. Die Ergebnisse, zu denen ich gelangt bin, lege ich hier der Beurtheilung der gewichtigsten Repräsentanten der Bergindustrie vor und ich thue das in der Hoffnung einer freundlichen Aufnahme, da meine Lütticher Collegen, denen ich bereits meine Ansichten mitzutheilen Gelegenheit hatte, denselben beizupflichten nicht abgeneigt waren.

Mein kurzer Vortrag wird sich zunächst mit den Fördergefäßen und zweitens mit der eigentlichen Fördermaschine und deren gleichförmiger Arbeit beschäftigen.

Es ist kaum nöthig, daran zu erinnern, daß mein Patent bezüglich der Anwendung von Körben oder Tonnen und deren Befestigung vom Monat April 1872 datirt. Die Notiz, welche das System der Regenerirung der Kraft zur Ausgleichung des Seilgewichtes beschreibt, datirt vom October desselben Jahres.

Wenn man die gegenwärtig in Belgien gebräuchlichen Förderseile aufmersam betrachtet, so erstaunt man über das Mißverhältniß zwischen ihrer Stärke und dem Gewicht der zu hebenden Last. Es liegt dies in dem Gewicht des Hilfsmaterials, welches zum Herausziehen der Kohlen bis zu Tage verwendet wird. Unsere Kohlenschächte benutzen zu diesem Zwecke keineswegs dasselbe Material, es existiren vielmehr in Wirklichkeit so viel verschiedene Gestelle und Fördergefäße, als Kohlengruben. Nur in dem Punkte stimmt dieses Material unter sich überein, daß sein Gewicht unverhältnißmäßig groß, störend und nutzlos ist. Auch in Frankreich und Deutschland bedient man sich nahezu derselben Apparate. Ob dies in England auch noch der Fall ist, oder ob hier Verbesserungen in dieser Richtung eingeführt worden sind, kann ich nicht sagen, da ich die Kohlendistricte in den letzten Jahren nicht bereist habe. Wie dem aber auch sei, so ist im Allgemeinen nicht wegzuleugnen, daß zwischen dem aufnehmenden Gefäße und der eigentlichen Last in der ganzen Welt kein rechtes Verhältniß stattfindet, und daß dieses Mißverhältniß einen immer störenderen Einfluß erlangt.

Lassen Sie mich zunächst die Gewichte der todten Last auf den hauptsächlichsten belgischen Gruben anführen, wie sie

ei 400 bis 500 m tiefen Schächten herausstellen. Ich hierüber folgende Data gesammelt:

Gestell und Wagen .	2400 k
Gewicht der Kohlen .	2160 „
Summe	4560 k.

Auf drei nebeneinanderliegenden Schächten ergab sich

	A	B	C	Summe
ht der todten Last	1736	1607	1900	5243
„ Kohlen .	1440	1080	1500	4020

iß im Mittel 1748 k todte Last auf 1340 k Nutzlast en.

Auf einem ausgedehnten Kohlenfelde im Hennegau stellen ie Ziffern, wie folgt:

Gestell und Wagen .	2360 k
Kohlen	2100 „
Summe	4460 k.

In Deutschland ist das Gewicht der todten Last nicht ger; auf einer sächsischen Kohlengrube mit 804 m Förfe hat man z. B.

Gestell und Wagen .	3782 k
Gewicht der Kohle .	2000 „
Summe	5782 k.

überall ist das todte Gewicht größer als die Nutzlast.

Um die Nachtheile deulich zu erkennen, welche mit dem ßen Gewicht der vermittelnden Maschinentheile verbunden wollen wir die einem flachen Kabel aus Aloefaser zu e Dicke und Breite berechnen, wenn dasselbe 24 Hek oder eine Wagenladung Kohle aus 800 Meter Tiefe szuschaffen im Stande sein soll. Legt man hierbei die angeführten mittleren Gewichte

des Gestells von	2400 k
der Ladung „	2160 „
zusammen	4560 k

unde und nimmt man an, daß das Seil mit 80 k pro ratcentimeter belastet werden dürfe, aus vier, je 200 m Stücken von abnehmendem Querschnitt zusammengesetzt nd aus 6 Litzen bestehe, so ergeben sich nachstehende chnitte und Gewichte:

erste Abtheilung	41 × 180 mm	1324 k
zweite „	46,6 × 203 „	1708 „
dritte „	53,8 × 201 „	2204 „
vierte „	60 × 262 „	2844 „
	zusammen	8080 k.

Obige Rechnung zeigt, daß zur Fortbewegung von 2160 k er Last ein Seil erforderlich ist, dessen oberste Abthei- 12640 k Last zu tragen hat. Hiervon kommen zwei l auf das Seilgewicht und hierbei ist noch nicht auf mstand Rücksicht genommen, daß die Aloefaser Feuchansaugt, da wohl überall und zu jeder Zeit den Schächten so viel Feuchtigkeit zubringt, daß das untere Ende des Seiles mit Wasser gesättigt wird. Um zu ermitteln, wie groß die Auffaugungsfähigkeit der Aloefaser sei, ließ ich ein aus diesem Material gefertigtes und nicht getheertes Seil in Wasser legen und habe dabei gefunden, daß es über 30 Proc. seines Eigengewichtes an Wasser aufgenommen hat. Man muß also auch noch die Erhöhung des Gewichtes durch Aufnahme von Feuchtigkeit berücksichtigen. Die großen Nachtheile der starken Kabel sind so groß, daß einige Kohlenwerksbesitzer mit dem Plane umgehen, wieder zu dem ehemaligen System geringerer Ladungen zurückzukehren, indem sie den Ausfall an Quantität durch die Schnelligkeit des Förderns zu compensiren hoffen.

Um über die angeregte Frage sich vollends klar zu werden, möchte noch die Frage zu erörtern sein, ob das jetzige System der Herausschaffung der Kohlen bis zu Tage, welches für Tiefen von 300 bis 500 m ganz vortheilhaft sein mag, auch noch für größere Tiefen zweckmäßig zu erachten sei. Vielleicht würde man dann zu dem überraschenden Resultate gelangen, daß es zweckmäßig sei, zu dem alten System der Schachtförderung zurückzukehren, welches man als das Tonnensystem (corb or bucket system) bezeichnet, und welches man seinerzeit in dem Streben nach Fortschritt verlassen hat. Es stellt sich nämlich die Hauptfrage so, ob es nicht höchst dringend geboten sei, das todte Gewicht so weit irgend möglich herabzuziehen, selbst wenn damit das Aufgeben des jetzigen Fördersystems verbunden wäre, sofern es nur gelänge, an Stelle der jetzigen enorm schweren Gestelle und Wagen eine Art zweckmäßiger gebauter Fördergefäße anzuwenden, deren Solidität und Gewicht in richtigem Verhältniß zu dem eigenen Gewicht der Kohlenladung stände.

Als Beitrag zur Lösung dieser Frage stelle ich folgende Rechnung an, um dasjenige Gewicht zu finden, welches das Seil erhalten würde, wenn es an Stelle eines 2400 k schweren Gestelles (incl. Wagen) blos einen Korb oder eine Tonne von gleichem Fassungsraume zur Aufnahme der Nutzlast zu tragen hätte. Am Ende des Seiles hängt in diesem Falle

die Kohlenladung mit	2160 k Gewicht
der Korb mit . . .	500 „ „
Summe	2660 k.

Für das Seil und seine vier Abtheilungen ergiebt sich:

erste Abtheilung	2,31 × 136 mm	772 k
zweite „	2,35 × 155 „	995 „
dritte „	4,40 × 176 „	1285 „
vierte „	3,45 × 208 „	1657 „
	Summe	4709 k.

Wenn also dieselbe Nutzlast von 2160 k gehoben wird, so beträgt die Belastung der obersten Abtheilung nur 7369 k, während nach dem zeitherigen System diese Belastung bis zu 12640 k steigt. Auch wiegt im letzteren Falle das Seil allein

3371 k mehr, weil das Fördergefäß (Gestell und Wagen) 1900 k mehr Gewicht besitzt, als ein Korb oder eine Tonne.

Sollten, wie zu erwarten ist, runde Stahldrathseile angewendet werden, deren Verwendung sich neuerdings in England und Deutschland immer mehr verbreitet, so wird trotzdem auf die Herabziehung des todten Gewichtes nicht minder Werth zu legen sein, denn diese Seile läßt man sich derartig auf Seiltrommeln aufwickeln, daß die Windungen nur neben-, nicht übereinander zu liegen kommen, die Weite der Trommel richtet sich also nach Stärke des Seiles und der Zahl der Umgänge, oder mit andern Worten nach der Tiefe des Schachtes und der Seildicke.

Sehen wir nun, zu welchen Resultaten man in diesem Falle gelangt, wenn man dieselben Annahmen macht, als bei den Aloeseilen. Allerdings sind die Seilfabrikanten noch nicht ganz darüber einig, welche Widerstandsfähigkeit man dem Stahldrathe in der Praxis beilegen dürfe, wir möchten auch hervorheben, daß diese Widerstandsfähigkeit mit von der Art der Ausrüstung und besonders von der Form und Größe der Seiltrommeln und Seilscheiben beeinflußt wird. Da nun die maschinellen Einrichtungen nicht überall gleich sind, so können Beobachtungen über die Dauer der Drathseile nicht auf gleiche Resultate führen und man hat sehr verschiedene Querschnitte für gleich starke Belastungen angenommen. Auf der einen Seite haben z. B. englische Fabrikanten 7,7 bis 12 k Belastung pro Quadratmillimeter des Querschnittes gegeben, während deutsche Fabrikanten nur 4 k als zulässig erachten. Legt man die niedrigere Ziffer der englischen Praxis zu Grunde, also 7,7 k pro Quadrat-Millimeter Querschnitt, so erhält man Folgendes:

Bei Gestellförderung

Gewicht des Gestells s. Wagen	2400 k
„ der Kohlen	2160 „
„ des Seiles (35 mm stark, 800 m lang)	2912 „
Summe	7472 k.

Bei Korbförderung

Gewicht des Korbes	500 k
„ der Kohlen	2160 „
„ des Seiles (27,4 mm stark, 800 m lang)	1714 „
Summe	4474 k.

Wenn der Durchmesser der Seiltrommel 7 m beträgt, so wird das Seil im ersteren Falle 1295, im letzteren 1014 mm Aufwindebreite beanspruchen, und da eine größere Breite zweierlei Nachtheile herbeiführt, nämlich erstens schieferen Abzug, wodurch das Seil stärker angegriffen und abgenutzt wird, und zweitens eine große Schachtlänge, welche bei jeder Anlage möglichst zu vermeiden ist, so zeigt sich die zweite Art der Förderung als entschieden vortheilhafter.

Es wird hier nicht nöthig sein, auch noch über flache Eisendrahtseile bezüglich ihres Gewichtes u. s. w. Erörterungen anzustellen, denn die Verhältnisse können nicht wesentlich verschieden sein. Welche Art von Seil man auch benutzen mag, die hauptsächlichste Ursache ihrer Zerstörung bleibt die Anstrengung zu Anfange des Anholens des Gefäßes und die Spannung, welche zur Ueberwindung der Trägheit erforderlich ist. Dies wird am deutlichsten dadurch dargethan, daß bei jeder Wiederholung des Anholens eine neue Dehnung stattfindet, und es liegt daher auch hierin Anlaß genug, eine Verminderung der Masse des Seiles anzustreben, da diese Masse bei einigermaßen starkem Betriebe des Tages oft hunderte Mal aus der Ruhe in Bewegung versetzt werden muß.

Wir glauben daher vollkommen zu der Vorhersagung berechtigt zu sein, daß das System der Förderung mit besonders gebauten Körben oder Tonnen in Zukunft immer mehr Eingang gewinnen werde; es wird jedoch nicht überflüssig sein, noch zu erwägen, in welcher Weise sodann die Ladung in der Grube eingefüllt und an der Hängebank wieder abgenommen werden könne, und zu zeigen, daß die Anwendung der Körbe bequemer und ökonomischer sein wird, als die Gestellförderung mit ein- und auszuschiebenden Hunten. Hiermit sind wir bei dem wichtigsten Punkte der ganzen Frage angelangt, wie ich nicht weiter zu beweisen nöthig habe, und dieser Punkt verdient daher die vollste Beachtung der Kohlenwerksbesitzer.

Als das beste Fördersystem hat man selbstverständlich dasjenige zu bezeichnen, welches Schnelligkeit der Manipulation mit geringstem Kraft- und Arbeitsaufwand verbindet und die meiste Sicherheit gegen Unfälle bietet. Diesen Anforderungen entspricht meiner Ueberzeugung nach die Förderung mit Körben am besten. Lassen Sie uns diese Methode mit der jetzt üblichen näher vergleichen. Bei den Gestellen, die auf den meisten Werken mehrere Wagen in verschiedenen Etagen übereinander aufnehmen, erfolgt Füllung und Entleerung nach zwei verschiedenen Methoden. Bei der einen Methode sind doppelte Bühnen vorgerichtet und das Gestell empfängt, ohne seine Stellung zu verändern, auf einmal die Wagen in der untern und obern Etage — aber natürlich mit Aufwand doppelt so vieler Hände. Bekanntlich müssen die für die untere Etage bestimmten Wagen vorher auf eine tiefer liegende Bühne gebracht werden und es sind hierzu Treppen oder Rampen erforderlich, was selbstverständlich die Förderung complicirter macht, einen wesentlich größeren Anschlagsraum in der Nähe des Schachtes erfordert und nicht unbedeutend höhere Arbeitslöhne verursacht. Da aber auch an der Hängebank ganz ähnliche Vorrichtungen erforderlich sind, um die gefüllten Wagen abzuziehen und durch leere zu ersetzen, so verursacht dieser Apparat auch an der Hängebank Unbequemlichkeiten und erhöhten Aufwand an Arbeitslöhnen.

ei der andern Methode, wo nur eine Anschlags- und
bzugsbühne zur Beladung und Entladung der Gestelle
den ist, bedient man sich der Fördermaschine zum An-
des Gestelles, um die verschiedenen Etagen des Letzteren
r Bühne in gleiches Niveau zu bringen. Mit dieser
ulation ist nicht nur Zeitverlust, sondern auch der
eil verbunden, daß der Maschinist doppelt soviel Arbeit
nd daß die Seile doppelt so oft angespannt und ent-
erden. Besonders lästig ist diese Fördermethode, wenn
ile auf Körben von unegalem Durchmesser aufwickeln.
ann daher wohl mit Recht behaupten, daß die jetzigen För-
hoden nicht ohne Mängel sind, und obschon verschiedene
ieure sehr sinnreiche Verbesserungen angegeben haben,
doch die soeben angeführten Nachtheile nicht beseitigt
.

he ich nun auf eine Beschreibung meiner Förderme-
mittelst Tonnen oder Körben übergehe, erlaube ich mir
em Modelle, das ich für meine ersten Versuche anfer-
nd benutzte, einige Details zu demonstriren. Sie sehen
neigte Rolle von gleichem Fassungsraume als der
und es kann daher auf dem Füllort im Tiefsten des
tes die Füllung eines 20 bis 30 Hektoliter Kohlen
en Korbes höchst einfach und leicht bewirkt werden,
die Ladung in der Rolle befindlich ist und durch Auf-
einer Schütze in den Korb abrutscht, sobald Letzterer
nd nahe unter der Rolle angelangt ist. Es fehlt nicht
nlichen Füllungsmethoden weder über Tage, noch in
rube, und wir empfehlen somit hier keine neue Erfin-
Bezüglich der Entleerung über Tage habe ich folgen-
rfahren vorzuschlagen. Sobald der Korb hoch genug
unden ist, wird eine Entleerungsgosse bis zur Axe des
tes untergeschoben, welche die Aufsatzcaps ersetzt, das
ird schlaff und hält die Thüre im Boden nicht länger
daß sich diese unter dem Gewicht der Kohlen öffnet
tere längs der Gosse nach vorgefahrenen Waggons
f Rätter und dergl. herabrutschen können. Es kann
weifel sein, daß diese Methode Zeit und Arbeitslöhne
denn das Beladen und das Entladen erfolgt gleich-
und mechanisch und es ist an beiden Endpunkten blos
ann zur Bedienung erforderlich, der möglicherweise
durch automatische Vorrichtungen noch ersetzt werden
. Uebrigens stelle ich diese Vorrichtung selbstverständlich
ls etwas Vollkommenes hin, sondern ich bin der Ueber-
g, daß es Andern gelingen wird, daran noch mancherlei
serungen anzubringen.

s wird nun angemessen sein, die Einwürfe zu be-
n, welche etwa gegen dieses System aufgestellt werden
und welche aller Erwartung nach besonders wegen
mit verbundenen Umfüllung der Kohle erhoben werden
. Man behauptet im Allgemeinen, daß mit dem Um-
eine Zerkleinerung der großen Blöcke verbunden sei,
und ich will darin nicht widersprechen, behaupte aber, daß
das befürchtete Uebel von geringem Belang ist, wenn man
sich daneben die durch dieses System zu erzielenden Vortheile
vergegenwärtigt. In den Kohlenrutschen, welche mit Eisen-
blech ausgeschlagen sind, wie sie bei vielen Schächten vor-
kommen, erfährt die grobe Stückkohle nur wenig Zerkleinerung.
Ueberdies darf ich daran erinnern, daß im Bassin von Se-
raing, sowie in allen Kohlenbecken, welche Fettkohle zur Ver-
cockung liefern, überhaupt soviel Kleinkohle fällt, daß die
darin enthaltenen Stückkohlen den schädlichen Einflüssen des
Stoßes und der Reibung bei ihrem Hinabgleiten nur wenig
ausgesetzt sind.

Bezüglich der Dauer des gebrauchten Materiales und
der Unterhaltung der verschiedenen Theile der Geräthe habe
ich zu erwähnen, daß alle Hauptheile mittelst eines den
Korb (stem) umgebenden ringförmigen Schildes und eines
die sämmtlichen Theile sichernden Querstabes gegen heftige
Stöße geschützt sind. Sollte aber mit der Zeit einer oder
der andere Theil verletzt und unbrauchbar werden, so ist er
leicht auszuwechseln. Meiner Ansicht nach sind weniger Stö-
rungen und Schwierigkeiten zu erwarten, als bei Verwendung
der Gestelle sammt dahingehöriger Maschinerie.

Es ist hier der Ort, noch eines Vortheils zu gedenken,
welchen das neu vorgeschlagene Fördersystem darbietet, näm-
lich bezüglich der Anbringung der Fangvorrichtung an dem
Aufhänghaken. Im Fall des Reißens eines Seiles würde
es nämlich von sehr günstiger Wirkung sein, daß die Klauen
Nichts weiter aufzuhalten haben würden, als das Gewicht
des Korbes sammt demjenigen Theile des Seiles, welcher
abgerissen worden ist. Die Kohle würde durch die sich öff-
nende Thür im Boden in den Schacht stürzen, ohne sonder-
lichen Schaden zu verursachen. Wenn dagegen schwere Gestelle
mit Wagen verwandt werden, so erzeugt ihr Gewicht, ver-
mehrt um das Gewicht der Ladung, im Fall eines Seil-
bruches die gefährlichsten Zerstörungen, indem nicht nur die
hölzernen Gestänge zerrissen, sondern in schlechtverwahrten
Schächten wohl auch die Bühnen durchgeschlagen werden.
Diesen Gefahren wird durch die Einführung der Körbe vor-
gebeugt. Wenn ich auch nicht zuviel Werth darauf legen
will, daß die Ladung von selbst herausfällt, obgleich dies sicher
erfolgen wird, sobald nur die Riegel der Thür an irgend
einen hervorragenden Gegenstand treffen, so wird doch gewiß
Jedermann zugeben, daß im Falle eines derartigen Ereignisses
das leichte Gefäß nur wenig Schaden anrichten kann, daß
es in Folge seiner Gestalt nur die hölzernen Leitgestänge
streifen wird, und daß der Geldverlust beim Sturz eines
Gestelles mit Wagen ungleich größer ausfallen muß, als
beim Sturze eines Korbes. Allerdings dürfen in wohl
beaufsichtigten Gruben Seilbrüche nur selten vorkommen,
doch muß auf derartige Unfälle immer Rücksicht genommen
und dieserhalb solchen Apparaten und Maschinen der Vorzug

eingeräumt werden, welche die schweren Folgen derartiger Unfälle abzuschwächen geeignet sind.

Ich gehe nunmehr zu dem zweiten Theile meines Vortrages über, welcher das Verhältniß des Seilgewichtes zum Widerstandsmomente betrifft. Ein gleichförmiges Widerstandsmoment ist für die vortheilhafte Arbeit der Fördermaschine gerade so wichtig, als große Durchmesser der Seiltrommeln für die Erhaltung der Seile vortheilhaft sind. Und aus beiden Rücksichten macht es sich nöthig, daß mit der Vergrößerung des Halbmessers der Seiltrommel eine Verminderung des Querschnittes und Gewichtes des Seiles stattfinden muß.

Mag man flache Hanf- oder Drahtseile, welche sich auf Bobinen übereinanderwickeln, oder mag man runde Seile anwenden, die sich auf cylindrische oder conische Seiltrommeln aufwickeln, immer wird die Dauer und die Tragfähigkeit dieser Seile durch Vermehrung des kleinsten Radius der Trommeln gewinnen, da hiervon die Biegung des Seiles abhängig ist. Wenn man aber 600 bis 800 Meter Schachtteufe erreicht hat, so ist es außerordentlich schwer, während des Aufganges des vollen Gefäßes ein leidlich gleichförmiges Widerstandsmoment darzustellen, sofern nicht der kleinste Radius der Aufwickelung, also der Kern der Bobine, so angenommen wird, daß dadurch wieder gegen die Bedingungen gefehlt wird, welche eine geringe Abnutzung garantiren. Will man ein 5 Centimeter starkes Seil nöthigen, sich auf eine Trommel von 3 Meter Durchmesser aufzuwickeln und dabei auch noch einen starken Zug auszuüben, so setzt man dasselbe unzweifelhaft einer raschen Zerstörung aus, indem in Folge der seitlichen Verdrehung die äußere Oberfläche des Seiles eine sehr starke Dehnung erfährt. In dem angeführten Falle würden die Dräthe in der äußern Oberfläche um 31 Centimeter gedehnt werden gegen die innen liegenden Dräthe und somit eine Dehnung von 33 mm pro laufendes Meter erfahren. Ist nun der Wechsel der Spannungen und Anstrengungen, welcher hierbei stattfindet, schon für hänfene Seile nachtheilig, wie viel mehr muß er dann die Stabilität eiserner Seile gefährden, welche einen geringeren Grad der Dehnbarkeit besitzen.

Für Schachttiefen von 600 Meter oder mehr Teufe muß man daher meist die Idee aufgeben, eine gleichförmige Bewegungsgeschwindigkeit zu erzielen, und da die todte Last nicht ausgeglichen werden kann, so muß die Maschine beim ersten Anholen der Last ein sehr großes Uebermaaß von Arbeit verrichten, während das Moment häufig schon eher negativ wird, ehe das Gefäß oben anlangt, indem nämlich das niedersinkende todte Gewicht für sich hinreichend ist, das volle Gefäß mit der Kohlenladung nach oben zu befördern, und zwar mitunter mit einer so raschen und beschleunigten Bewegung, daß ein künstlicher Widerstand durch Gegendampfgeben bewirkt werden muß, um die Geschwindigkeit wieder auf dasjenige Maaß zu beschränken, welches mit der Sicherheit des Betriebes verträglich ist. In diesem Falle ist das Treiben nicht nur gefährlich, sondern es verursacht überdies auch noch erhöhten Dampfverbrauch und es muß daher unsere Aufmerksamkeit darauf gerichtet sein, Mittel und Wege auszusinnen, wie diesen Uebelständen vorgebeugt werden könne.

Ueberdies nöthigt der Uebelstand, daß zum Beginn des Auftreibens eine weit größere Betriebskraft nöthig ist, als zur Verrichtung der mittleren Arbeit erforderlich wäre, zur Annahme stärkerer Dimensionen für die einzelnen Theile der Fördermaschine, Dimensionen, welche nicht in richtigem Verhältniß zu der ganzen während des Treibens zu verrichtenden Arbeit stehen.

Wendet man Rundseile an, so nimmt man zur Aufwickelung des Seiles conische oder cylindrische Trommeln von größerem oder geringerem Durchmesser. Bei conischen Trommeln kann innerhalb gewisser Grenzen ein gewisser Gleichförmigkeitsgrad des Widerstandes erzielt werden, bei beträchtlichen Tiefen würden aber diese Trommeln eine zu große Breite erhalten, um sämmtliche Seilumgänge nebeneinander aufnehmen zu können. Hieraus ergiebt sich ein sehr schiefes Abziehen des Seiles gegen die Axe der Welle und die Seilscheiben, und manche andere constructive Schwierigkeit. Für schwere Lasten und deren Hebung aus großen Tiefen scheint bei der gegenwärtigen Fördermethode jede Möglichkeit der Ausgleichung aufgegeben werden zu müssen. Ueberdies steht bei conischen Körben auch dadurch eine stärkere Abnutzung zu befürchten, daß beim Anholen der Last das Seil auf demjenigen Ende der Trommel sich aufwickelt, welches den kleinsten Halbmesser besitzt.

Mit cylindrischen Körben ist eine Ausgleichung gar nicht denkbar, denn der Hebelsarm bleibt durchgängig derselbe. Im oberen Theile der aufgehenden Bewegung des Gefäßes wird das Gefäß und die Ladung durch das Gewicht des niedergehenden leeren Gefäßes und des Seiles getrieben und man muß zu einem Brems oder zu Gegendampf greifen, um die Geschwindigkeit zu reguliren, so daß die so eben erst angeführten Nachtheile in erhöhtem Maaße auch hier auftreten. Um die aus dem mangelnden Gleichgewichte sich ergebenden Nachtheile zu bekämpfen und eine vortheilhaftere und ökonomischere Arbeit zu erzielen, hat man an manchen Orten besondere Gegengewichte angewendet, die aus Ketten bestehen, welche sich auf Kettenscheiben aufwickelten und in besondere Schächte hinabhängen, u. s. w. Es genügt jedoch, abgesehen von den beträchtlichen Kosten, welche mit diesem Auskunfsmittel verbunden sind, darauf hinzuweisen, daß die Schwierigkeiten, welche sie an sich hervorrufen, sowie die Gefahren, welche dadurch herbeigeführt werden können, jedenfalls hinreichende Gründe dafür sind, daß die Anwendung solcher Vorrichtungen nur in besonderen Fällen zweckmäßig sein wird, und somit bieten diese Vorrichtungen keine genügende Abhilfe.

Ich habe mich bemüht, zur Lösung der Aufgabe, deren hauptsächlichste Schwierigkeiten im Obigen angeführt worden sind, dadurch zu gelangen, daß ich Versuche über die Wirkungsweise gewisser Principien anstellte, welche mit der Frage über die Ausgleichung der Gewichte und Momente Nichts zu thun haben. Ich habe nämlich die Herstellung eines Kraftansammlungsorganes oder Kraftmagazines ins Auge gefaßt, welches das Uebermaaß von Kraft, das in der Periode frei wird, wo das niedergehende Seil die Last aufwärts zieht, ansammeln und diese angesammelte Kraft dann wieder abgeben soll, wenn ein höherer Kraftbedarf vorhanden ist, wie im ersten Moment des Anholens der Last. Dieses Resultat läßt sich mittelst eines hydraulischen Accumulators oder mittelst eines Reservoirs für comprimirte Luft erzielen. Bei jeder Art von Fördermaschinen, sei dieselbe eine liegende oder eine stehende, verbinde ich damit zwei Pumpen, die entweder durch eine besondere Kurbel und Lenkerstange oder durch einfache Verlängerung der Kolbenstange betrieben werden können. Diese Pumpen sind mit einem doppelten Vertheilungsapparat für das Wasser oder die Luft versehen, mittelst dessen es möglich ist, das Wasser nach einem Accumulator, über dessen Einrichtung hier Nichts beizufügen nöthig ist, zu drücken, der aber auch dazu dient, das Wasser von dort in einer Weise austreten zu lassen, daß es als Betriebskraft auf die Kolben der Pumpen wirksam wird. Unter Umständen mag hierzu auch eine einzige Pumpe oder Kolbenmaschine hinreichend sein, welche mit dem Accumulator verbunden ist, und es wird dann die Einrichtung nur noch einfacher.

Bei diesem Arrangement ist das Wasser auf der einen Seite das Medium, welches einen den Erfordernissen entsprechenden Widerstand leistet und die Maschine bremst, wenn dieselbe durch die Ueberwucht fortgerissen werden würde, auf der andern Seite aber ein Hilfsmotor, welcher die Dampfmaschine unterstützt, wenn sie einen außergewöhnlich hohen Kraftaufwand zu leisten hat. Die Umsteuerung kann augenscheinlich mit größter Schnelligkeit durch entsprechende Verstellung des Steuerhebels durch den Maschinisten, oder durch sonst eine einfache Manipulation bewirkt werden. In der That gewährt die stets verfügbare aufgespeicherte hydraulische Kraft die Füglichkeit, alle die Bewegungen, welche jetzt den Aufwand von außerordentlicher Muskelkraft verlangen, mit großer Leichtigkeit durch mechanische Hilfsvorrichtungen auszuführen; im Uebrigen ist aber an der eigentlichen Fördermaschine nicht das Mindeste verändert.

Die Kraftmagazine oder Accumulatoren müssen so eingerichtet sein, daß sie die ganze Kraft aufzunehmen im Stande sind, welche von dem Moment an, wo beim Auftreiben der Dampf nicht mehr auf den Kolben zu wirken braucht, in Ueberschuß entwickelt wird, gleichviel in welcher Ausdehnung und mit welcher Geschwindigkeit sich diese Kraft entwickeln mag, was periodenweise verschieden sein wird. Auch ist zu bemerken, daß die beiden Pumpenkolben wirksam genug sein müssen, um mit einem Seile allein treiben zu können, ohne den Dampfcylindern mit Rücksicht hierauf außergewöhnlich große Dimensionen geben zu müssen. Man ist gegenwärtig leider zu letzterem Auskunftsmittel genöthigt, denn mit Rücksicht darauf, daß beispielsweise ein Seil in den Schacht stürzen kann, müssen die Dampfcylinder, um dieses Seil wieder austreiben zu können, einen sehr viel größeren Durchmesser erhalten, als sie zur Verrichtung der gewöhnlichen Arbeit bei der Kohlenförderung nöthig haben.

Sollte einmal die Nothwendigkeit vorliegen, eine ausnahmsweise starke Arbeit zu verrichten, so würde eine mit den beschriebenen Hilfsorganen versehene Fördermaschine sogleich dadurch hierzu bereit zu machen sein, daß der Accumulator mit Hilfe einer besonderen kleinen Pumpe vollständig angefüllt würde; dann würde der Druck des Wassers dem Dampfdrucke zu Hilfe kommen und man würde ausnahmsweise schwere Lasten mit geringer Geschwindigkeit, welche ohnehin bei derartigen Arbeiten geboten ist, im Schachte auszufördern in Stand gesetzt werden. Mit Anwendung dieser Hilfsvorrichtung wird es möglich werden, sehr starke Hanfseile und genügend große Bobinen anzuwenden, wodurch die Hanfseile eine längere Dauer bekommen und leichter in gutem Stande zu erhalten sein werden, als jetzt, wo sie sich vielfach auf zu niedrige Trommeln aufwickeln. Auch wird man bei Drahtseilen nicht mehr zu dem Auskunftsmittel der conischen Körbe zu greifen genöthigt sein, sondern man wird cylindrische Körbe von einem der Tiefe entsprechenden großen Durchmesser anwenden können, da die durch die Ueberwucht des niedergehenden Seiles verrichtete Arbeit aufgesammelt und nachher wieder zur Unterstützung der Maschine nutzbar gemacht werden kann.

(Engineer, vol. XXXVI, no 923.)

Versuche über die Nützlichkeit des Dampfmantels,

angestellt und mitgetheilt

von

G. Bissinger,

Ingenieur der Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg.

(Hierzu Doppeltafel 25—26).

Die verschiedenen Ansichten über die Nützlichkeit des Dampfmantels bei Dampfcylindern veranlaßten mich, im Jahre 1872 Versuche in dieser Beziehung an einer in der Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg seit längerer Zeit im Gange befindlichen, mit einer Ventilsteuerung versehenen Dampfmaschine vorzunehmen, bei deren Construction ich, nebenbei bemerkt, durch räumliche Verhältnisse betreffs der Hublänge beschränkt war.

Der Artikel des Herrn Professor Dr. Weiß in Brünn über „die calorischen Einwirkungen der Cylinderwandungen unserer Dampfmaschinen auf den Dampfverbrauch" in Heft 1 des XX. Bandes der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover, Jahrgang 1874, giebt mir nunmehr Veranlassung, diese Versuchsresultate der Oeffentlichkeit zu übergeben, um damit etwas zur praktischen Lösung dieser wichtigen Frage beizutragen.

Das Gebäude, in welchem die zu den Versuchen benutzte Maschine aufgestellt war, liegt nicht in unmittelbarer Länge des Kesselhauses, es war jedoch die ca. 66 Meter lange Dampfleitung gut mit Filzcomposition gegen die Abkühlung verwahrt. Die Dampfrohre besaßen auf 16^{m} Länge eine Weite von 80^{mm}, im Uebrigen 150^{mm}. Der Kessel, aus welchem die Dampfmaschine gespeist wurde, besaß 2 Sieder und 3 Vorwärmer, im Ganzen aber 76,7 Quadratmeter Heizfläche.

Das Speisewasserquantum wurde direct gewogen und ein geaichter Kasten benutzt.

Das Condensationswasser der Dampfleitung wurde zum Theil im Kesselhaus, zum Theil aus einem zunächst der Dampfmaschine angebrachten Wassersammler durch Hähnchen abgelassen, dasjenige des Dampfmantels aber mittelst eines selbstthätigen Condensationswassersammeltopfes abgeführt.

Bei den beiden Versuchsreihen mit Dampfmantel wurde der Dampf von unten bei A in den Mantel eingeführt, bei den Versuchen ohne Dampfmantel wurde dagegen das Zuleitungsrohr A abgenommen und der Dampf mittelst des in Fig. 1 auf Tafel 25—26 punktirt angegebenen Rohres B von oben in den Cylinder eingeführt, nachdem der Mantel oben und unten dicht geschlossen war.

Der Dampfcylinder war überdies mit einer Filzcomposition und Holzverschaalung eingehüllt, wie in Fig. 3 näher angegeben ist.

Bei allen drei Versuchen war die Dampfmaschine mit einer Turbine derartig gekuppelt, daß nach Außergangsetzung des Regulators und Einstellung der Steuerung auf eine constante Cylinderfüllung die Geschwindigkeit der Maschine lediglich durch die Turbine regulirt wurde. Was die Cylinderfüllung selbst betrifft, so war dieselbe bei den Versuchen im Monat April kleiner, als bei den Versuchen vom August, sie wurde aber während der 3 Versuchstage im April, sowie während der 6 Versuchstage im August ganz constant erhalten. Während der letzteren Versuchsperiode wurde drei Tage mit und drei Tage ohne Dampfmantel gearbeitet, hierbei aber sonst in den Verhältnissen Nichts geändert.

Der schädliche Raum der benutzten Maschine beträgt 3 Proc. des Cylindervolumens.

Die Ergebnisse der Versuche sind in nachstehenden drei Tabellen zusammengestellt worden, auch zeigt Doppeltafel 25—26 eine Anzahl der aufgenommenen Indicatordiagramme. Besondere Erläuterungen sind zu diesen Tabellen nicht beizufügen nöthig und es bedarf nur der Hinweisung auf Rubrik 13, um den Einfluß des Dampfmantels klar zu stellen.

Tabelle I.

Versuche mit Dampfmantel vom 10., 12. und 13. April 1872.

		Mittwoch, den 10. April		Freitag, den 12. April		Samstag den 13. April	
		Vorm.	Nachm.	Vorm.	Nachm.	Vorm.	Nachm.
der Diagramme	vorn	36	28	36	29	36	23
	hinten	36	28	36	29	36	23
	zusammen	72	56	72	58	72	46
: Fläche der Diagramme in □ Millim. .	vorn	2883,88	2948,57	2570,55	2583,79	2948,3	2955,6
	hinten	2874,16	2853,57	2459,72	2413,1	2699,7	2666,08
	Mittelwerth	2879,02	2901,07	2515,13	2498,4	2824,0	2810,8
: Länge der Diagramme in Millim. . .	vorn	120	121,96	122	121,22	120,43	120,4
	hinten	121,27	122	121,84	121,81	121,8	122,15
	Mittelwerth	120,63	121,98	121,92	121,51	121,11	121,27
r anfänglicher Druck in Atm. aus den Diagrammen	vorn	4,91	4,95	5,82	5,83	6,75	6,87
	hinten	4,88	4,87	5,68	5,82	6,86	6,90
	Mittelwerth	4,89	4,91	5,75	5,82	6,80	6,88
		Instrument		Instrument		Instrument	
enlänge der Indicatorfeder mit Quecksilber- und Controlmanometer verglichen.		Nr. 2458 vorn	Nr. 2605 hinten	No. 2458 vorn	Nr. 2605 hinten	No. 2458 vorn	Nr. 2605 hinten
:hielt mit der Feder — 15 + 80 bei 5 Atm.		65,8 mm	63,5 mm				
" " " " — 15 + 110 " 6 "				58,7 mm	58,0 mm		
" " " " — 15 + 110 " 7 "						67,5 mm	65,0 mm.
: Ordinate aus den Diagrammen in Millim.	vorn	24,03	24,17	21,07	21,31	24,48	24,54
	hinten	23,70	23,38	20,18	19,81	22,16	21,82
	Mittelwerth	23,86	23,77	20,62	20,56	23,32	23,18
:r Dampfdruck im Cylinder aus den Diagrammen in Atm.	vorn	1,825	1,821	2,153	2,178	2,538	2,544
	hinten	1,866	1,840	2,087	2,049	2,386	2,349
	Mittelwerth	1,845	1,830	2,120	2,113	2,462	2,446
: Tourenzahl per Min.		62,38	62,31	62,61	63,64	63,08	63,67
: Anzahl der Indicatorpferde	Mittelwerth	32,54	32,24	37,53	38,02	43,92	44,04
		32,39		37,77		43,98	

m Cylinderdurchmesser. ' Diameter der Kolbenstange (nach rückwärts nicht verlängert). Kolbenhub.	Mittelwerthe aus den Versuchen vom 10. April.	12. April.	13. April.
ittlere Dampfspannung am Manometer im Kesselhaus .	5,35 Atm.	6,32 Atm.	7,29 Atm.
ittlere Dampfspannung am Controlmanometer im Kesselhaus	5,13 Atm.	6,07 Atm.	7,05 Atm.
ittleres Vacuum im Maschinenhaus	67,5 Centim.	67,0 Centim.	66,5 Centim.
ittlere Dampfspannung im Dampfcylinder am Anfang des Hubes aus den Indicatorcurven entnommen	4,90 Atm.	5,79 Atm.	6,84 Atm.
zahl der abgenommenen Indicatorcurven von 10 zu 10 Minuten, mit 2 Indicatoren von Richard	128	130	11°

	Mittelwerthe aus den Versuchen vom		
	10. April	12. April	13. April
6) Tourenzahl der Dampfmaschine per Tag	39441	40557	36786
7) Arbeitszeit per Tag	632,5 Min. = $10{,}54^{h}$	643 Min. = $10{,}71^{h}$	581 Min. = $9{,}68^{h}$
8) Mittlere Tourenzahl per Minute	62,34	63,12	63,37
9) Mittlerer Dampfdruck auf den Kolben aus den Indicatorcurven entnommen	1,837 Atm.	2,116 Atm.	2,454 Atm
10) Mittlere Dampfarbeit im Cylinder, in Indicatorpferden . .	32,39	37,77	43,98
11) Speisewasser von ca. 6° R. per Tag	8850 Zllpfd.	9555 Zllpfd.	9131 Zllp
12) Condensationswasser aus der gesammten Dampfleitung, excl. Dampfmantel	1410 Zllpfd.	1405 Zllpfd.	1356 Zllp
in Procenten des Speisewassers ausgedrückt . . .	15,8 Proc.	14,7 Proc.	14,8 Pro
12a) Condensationswasser aus dem Dampfmantel des Cylinders	729 Zllpfd.	774 Zllpfd.	740 Zllp
in Procenten des Speisewassers ausgedrückt . . .	8,2 Proc.	8,1 Proc.	8,1 Pro
12b) Condensationswasser aus Dampfleitung und Dampfmantel zusammen	2139 Zllpfd.	2179 Zllpfd.	2096 Zllp
in Procenten des Speisewassers ausgedrückt . . .	24,1 Proc.	22,8 Proc.	22,9 Pro
13) Stündlicher Wasser- oder Dampfverbrauch per Indicatorpferd, wenn das gesammte Condensationswasser aus Leitung und Mantel abgezogen wird	19,65 Zllpfd.	18,23 Zllpfd.	16,52 Zll
13a) Stündlicher Wasser- oder Dampfverbrauch per Indicatorpferd, wenn man nur das Condensationswasser aus der gesammten Dampfleitung abzieht	21,79 Zllpfd.	20,14 Zllpfd.	18,26 Zll
14) Mittlere Temperatur im Kesselhaus	16° R.	18° R.	22° R.
15) Mittlere Temperatur im Freien	6° R.	9° R.	14° R.

Tabelle II.

Versuch ohne Dampfmantel vom 20., 21. und 22. August 1872.

		Dienstag, den 20. August.		Mittwoch, den 21. August.		Donnerstag, den 22. August.	
		Vorm.	Nachm.	Vorm.	Nachm.	Vorm.	Nachm.
Anzahl der Diagramme	vorn	35	33	35	33	35	
	hinten	35	33	35	33	35	
	zusammen	70	66	70	66	70	
Mittlere Fläche der Diagramme in □ Millim. .	vorn	2721,71	2775,15	2485,42	2560,30	2882,28	28
	hinten	2697,42	2746,66	2401,71	2459,39	2791,14	27
	Mittelwerth	2709,56	2760,90	2443,56	2509,84	2836,71	27
Mittlere Länge der Diagramme in Millim. . .	vorn	118,3	117,5	117,47	117,83	117,78	1
	hinten	121	120,87	120,4	120,5	120,4	1
	Mittelwerth	119,65	119,68	118,93	119,16	119,09	1
Mittlerer anfänglicher Druck in Atm. aus den Diagrammen	vorn	4,78	4,7	5,58	5,66	6,44	
	hinten	4,48	4,47	5,45	5,47	6,45	
	Mittelwerth	4,63	4,58	5,51	5,56	6,44	

Tabelle III.

Versuche mit Dampfmantel vom 27., 28. und 29. August 1872.

		Dienstag, den 27. August		Mittwoch, den 28. August		Donnerstag den 29. August	
		Vorm.	Nachm.	Vorm.	Nachm.	Vorm.	Nachm.
Anzahl der Diagramme	vorn	35	33	35	33	35	33
	hinten	35	33	35	33	35	33
	zusammen	70	66	70	66	70	66
Mittlere Fläche der Diagramme in □Millim. .	vorn	3092,57	3139,09	2822,00	2837,57	3181,42	3089,06
	hinten	3018,28	2978,78	2686,28	2712,12	3065,71	3027,90
	Mittelwerth	3055,42	3058,93	2754,14	2774,84	3123,56	3058,48
Mittlere Länge der Diagramme in Millim. . .	vorn	119	119,3	119,47	119	119,5	118,96
	hinten	122	122,5	121,4	121,5	121,3	120,72
	Mittelwerth	120,5	120,9	120,43	120,25	120,4	119,84
Mittlerer anfänglicher Druck in Atm. aus den Diagrammen	vorn	4,89	4,89	5,95	5,90	6,75	6,72
	hinten	5,05	4,98	6,03	6,01	6,90	6,80
	Mittelwerth	4,97	4,935	5,99	5,95	6,82	6,76
		Instrument		Instrument		Instrument	
Ordinatenlänge der Indicatorfeder, mit Quecksilber- und Controlmanometer verglichen.		Nr. 2956 vorn	Nr. 353 hinten	Nr. 2956 vorn	Nr. 353 hinten	Nr. 2956 vorn	Nr. 353 hinten
Man erhielt mit der Feder — 15 + 80 bei 5 Atm.		63,8	62,8				
" " " " " — 15 + 110 " 6 "				58	57		
" " " " " — 15 + 110 " 7 "						68,7 / 66,5	67
Mittlere Ordinate aus den Diagrammen in Millim.	vorn	25,98	26,31	23,62	23,84	26,9 / 25,91	25,96
	hinten	24,74	24,31	22,12	22,32	25,27	25,08
	Mittelwerth	25,36	25,31	22,87	23,80	25,83	25,52
Mittlerer Dampfdruck im Cylinder aus den Diagrammen in Atm.	vorn	2,036	2,061	2,443	2,466	2,73	2,73
	hinten	1,969	1,935	2,328	2,349	2,64	2,62
	Mittelwerth	2,002	1,998	2,385	2,407	2,685	2,675
Mittlere Tourenzahl per Minute		63,05	63	63,19	62,81	63,57	62,76
Mittlere Anzahl der Indicatorpferde	Mittelwerth	35,69	35,59	42,62	42,75	48,27	47,47
		35,64		42,68		47,87	

0,3667 m Cylinderdurchmesser. 0,055 m Diameter der Kolbenstange (nach rückwärts nicht verlängert). 0,590 m Kolbenhub.	Mittelwerthe aus den Versuchen vom		
	27. August.	28. August.	29. August.
1) Mittlere Dampfspannung am Manometer im Kesselhaus, in Atm.-Ueberdruck	5,34 Atm.	6,37 Atm.	7,34 Atm.
2) Mittlere Dampfspannung am Controlmanometer, im Kesselhaus, in Atm.-Ueberdruck	5,01 Atm.	6,12 Atm.	7,09 Atm.
3) Mittleres Vacuum im Maschinenhaus	65,5 Centim.	65 Centim.	64,5 Centim.

gänzlich unsicheren Punkte der Gewölbtheorie aufgestellt worden sind. Das Dupuit'sche Princip beruht auf Beobachtungen über die Erscheinungen, welche sich beim Ausrüsten der Gewölbe zeigen, und läßt im Uebrigen die Fundamentalprincipien der Gewölbetheorie unangetastet, modificirt aber wesentlich die früheren Anschauungen über die Kräfte, denen die Steine in den Bruchfugen ausgesetzt sind.

Seitdem sind nahezu drei Jahre verstrichen, ohne daß Jemand aufgestanden wäre, der diese Ansichten vertreten oder bekämpft hätte, was allerdings insofern nicht überraschen kann, als es sich um Erfahrungsresultate handelt, welche nur auf Grund directer Versuche oder gesammelter Notizen über ähnliche Fälle als richtig oder irrig erkannt werden können, zumal sich nur selten Gelegenheit findet, derartige Versuche anzustellen.

Da mir die Gelegenheit geboten worden ist, an einem Gewölbebogen von größeren Dimensionen Versuche anzustellen und Notizen über die bei der Ausrüstung eines anderen Brückengewölbes gemachten Beobachtungen zu sammeln, so glaube ich diese Resultate mit Bezugnahme auf die Dupuit'sche Theorie bekannt geben und daran einige allgemeine Folgerungen knüpfen zu müssen. Bevor ich jedoch hierzu schreite, scheint mir ein Rückblick auf den gegenwärtigen Stand der Theorie geboten, um die verschiedenen Hypothesen zu recapituliren, welche bis jetzt versucht worden sind.

2) Da bei einer Construction, Mauer oder Gewölbe, welche einer Belastung ausgesetzt ist, die Gleichgewichtsbedingungen zwischen den äußeren Kräften und den Drucken in der Berührungsebene mit anderen Körpern auf verschiedene Weise erfüllt werden können, so bleibt eine Unbestimmtheit übrig. Derartige Aufgaben kommen auch sonst noch im Bauwesen vor; die Statik lehrt z. B., daß, wenn ein Gewicht gegeben und auf drei oder mehr Stützpunkten gelagert ist, dieses Gewicht von den verschiedenen Punkten gemeinsam getragen wird, lehrt aber nicht, wie dasselbe vertheilt ist. Wenn ein Balken schief angelehnt ist an eine horizontale Ebene und eine verticale Wand oder gegen einen zweiten symmetrisch gestellten Balken, so wissen wir, daß die Richtungen der Drucke in den Berührungsstellen und des Gewichtes des Balkens sich in einem Punkte schneiden müssen, wenn Gleichgewicht vorhanden ist, aber die Stärke dieser Drucke und die Art ihrer Vertheilung über die Berührungsstellen bleibt unbestimmt innerhalb mehr oder weniger ausgedehnter Grenzen, was von den Dimensionen der Balken abhängt. Dieselbe Unbestimmtheit ist vorhanden, wenn es sich darum handelt, die wahren Bedingungen des Gleichgewichtes eines Gewölbes anzugeben, da wir nicht hinreichend zu beurtheilen vermögen, welche von den zahlreichen Gruppen von Kräften und Widerständen, die das Bauwerk im Gleichgewicht erhalten können, diejenige ist, die in Wahrheit stattfinden muß.

Diese Unbestimmtheit ist übrigens eine rein analytische, denn wenn auch das Gleichgewicht eines Balkens oder Gewölbes auf verschiedene Weise möglich erscheint, so wird doch in der Wirklichkeit nur eine die wahre Lösung sein, und die Unbestimmtheit beruht nur in der Unkenntniß dieser einen Lösung.

Als erstes Auskunftsmittel untersuchte man, in welcher Weise sich die Gewölbefugen bei einem Umsturze verhielten, um diejenigen Fugen aufzufinden, in welchen am Leichtesten ein Einsturz erfolgt. Die Coulomb'sche Theorie stimmt mit den Beobachtungen überein und daher sind in dieser Beziehung keine Unklarheiten mehr vorhanden. Das von de la Hire in der Histoire de l'Académie des Sciences 1772 und von Eytelwein in seiner Statik vorgetragene Princip der Keils, welches von den Ingenieurs lange Zeit bei der Berechnung der Gewölbe benutzt worden ist, hat dem Princip des Hebelarms weichen müssen. Die Lage der Bruchfugen ist keine unveränderliche, noch in der Mitte der Höhe zwischen Widerlager und Scheitel zu suchen, wie de la Hire annahm, sondern wechselt nach der Form der Gewölbe nach der Stärke und nach der Vertheilung der Last, und der Bruch erfolgt nicht durch einfaches Gleiten, sondern durch Drehung.

Es ist Coulomb's Verdienst, diese Principien, welche das Fundament der Theorie der Gewölbe bilden, aufgestellt zu haben (Mémoires de l'Académie des Sciences 1773). Er hat zuerst die Bedingungen des Gleichgewichtes für irgend ein Gewölbstück bestimmt und gezeigt, daß die Intensität des horizontalen Schubes in einem gegebenen Angriffspunkte des Schlußsteins zwischen zwei Grenzwerthen liegen muß, welche dem Gleichgewicht gegen den Umsturz nach außen und nach innen entsprechen. Indem er auf diese Weise die Bruchfugen der Berechnung unterwarf, faßte er die Frage erst auf die richtige Weise auf, aber die Unbestimmtheit, welche bei Coulomb bezüglich des Angriffspunktes des Schubes im Schlußsteine übrig blieb, war Ursache, daß sich die Ingenieurs noch lange Zeit der Formel von de la Hire zur Berechnung der Gewölbe bedienten. Man erhielt stabile Gewölbe und dies schien genug.

Die späteren Untersuchungen von Audoy (Mémorial de l'officier du Génie, 1820), Lamé und Clapeyron (Annales des Mines, 1823), Navier (Resumé des Leçons sur l'Application de la Mécanique, 1833) und Anderen, welche sich alle auf die Coulomb'sche Theorie stützen, sind von unzweifelhaftem wissenschaftlichen Werthe, aber von geringer praktischer Bedeutung wegen der complicirten Formeln, auf welche die analytische Methode führt, wenn sie auf die im Bauwesen vorkommenden verschiedenen Fälle angewandt wird. Doch ist es nützlich, hier die hauptsächlichsten Resultate dieser Untersuchungen anzuführen, um den eingeschlagenen Weg und die Fortschritte, welche gemacht worden sind zu demonstriren. Man hat es z. B. Lamé und Clapeyron

zu danken, daß aus der Coulomb'schen Theorie nachstehende Sätze abgeleitet worden sind:

1) Die Bruchfuge ist bei Stichbögen (volte ribassate), deren Widerlager über der einem vollen Zirkel entsprechenden Bruchfuge liegt, die Widerlagsfuge;

2) die Bruchfuge ist diejenige Fuge, für welche die Tangente am inneren Gewölbe die Horizontale durch den höchsten Punkt des Schlußsteins in demselben Punkte schneidet, in welchem die Verticale durch den Schwerpunkt der Masse, welche sich abzutrennen sucht, sie begegnet.

Diese Autoren heben hervor, wie wichtig es sei, sich über das Verhältniß zwischen den in verschiedenen Punkten einer Fuge ausgeübten Drücken und der Festigkeit der Steine klar zu werden; sie setzen voraus, daß im größeren Theile großer Gewölbe der Druck in der äußern Kante des Schlußsteins und in den Bruchfugen ziemlich bedeutend sei, und empfehlen für vorsichtige Construction eine möglichst gleichförmige Vertheilung des Druckes über die ganze Fuge, sind auch der Ansicht, daß die Lösung dieser überaus wichtigen Frage von rationaler Verwendung des Mörtels und vorsichtiger Ausrüstung des Gewölbes abhängig sei.

Man verdankt übrigens Lamé die erste Idee derjenigen Vereinfachung, welche darin besteht, daß angenommen wird, die Bruchfuge bilde sich in einer verticalen Ebene, was die Lösung aller auf das Gleichgewicht der Gewölbe bezüglichen Fragen wesentlich erleichtert.

Dieselbe Hypothese wurde auch von Carvallo (Annales des ponts et chaussées, 1853), von Hagen (Ueber Form und Stärke gewölbter Bögen, 1844) zu Grunde gelegt. Andere Autoren, wie Scheffler (Theorie der Gewölbe, 1857) verwerfen diese Substitution, da sie der äußeren Gewölblinie allen Einfluß auf die Drucklinie abspreche, indessen beweisen die Thatsachen, daß auch letzterer Einwurf nicht sehr erheblich ist.

Navier fügt, nachdem er gezeigt hat, daß in einem an der Grenze der Stabilität befindlichen Gewölbbogen die Bruchfugen auf der Außenseite des Schlußsteins und auf der Innenseite des Fußes liegen, bei, daß die Drucke, da die Wölbsteine nicht vollkommen harte Körper seien, nicht als in einer Kante concentrirt angenommen werden könnten, sondern, daß man der Elasticität des Materials Rechnung tragen müsse, um die Kräfte aufzufinden, denen die Steine ausgesetzt seien. In Ermangelung positiver Kenntnisse über die Vertheilung des Druckes setzt Navier, sich auf die sogenannte Hypothese des Trapezgesetzes stützend, voraus, daß der Druck im Schlußstein in der inneren Wölbfläche und in der unteren Bruchfuge auf der äußeren Wölbfläche Null sei und daß der größte Druck in beiden Fugen das Doppelte des mittleren Druckes betrage. Dieselbe Voraussetzung nahmen auch andere Gelehrte an und unter Anderen Carvallo; es kann dieselbe aber nicht als eine Lösung, sondern nur als eine bloße Annäherung bezeichnet werden, welche in einzelnen Fällen ziemlich richtig sein mag, in anderen aber sicher nicht paßt.

3) Die Anwendung graphischer Methoden zur Aufsuchung der Bedingungen des Gleichgewichtes eines Gewölbes, welche Méry zuerst seit 1827 versuchte (Annales des ponts et chaussées, 1840), konnte in die Dunkelheit des Problems kein Licht bringen, trug aber viel zur Vereinfachung bei der Anwendung der theoretischen Principien bei. Geometrische Constructionen bieten vor der Analyse nicht nur den Vorzug größerer Deutlichkeit und rascherer Lösung, sondern machen auch complicirte Doctrinen verständlicher und populärer, lassen sich mit gleicher Leichtigkeit auf die verschiedensten Fälle anwenden und heben Unbestimmtheiten deutlicher hervor. Die Druckcurve, welche sich aus den Coulomb'schen Untersuchungen direct ergiebt, bestimmt die Vertheilung und Intensität der Drücke im ganzen Gewölbe, hängt aber von der Wahl von drei Punkten ab, einer im Schlußsteine, zwei an den Gewölbschenkeln, in welchen eine bestimmte Vertheilung des Druckes angenommen wird. Die Intensität des Schubes und der in den Fugen entstehenden Drücke hängt also von einer neuen Hypothese ab, welche in die Rechnung einzuführen ist. In Rücksicht hierauf sprach Méry die Ansicht aus, daß nur unter Zugrundelegung mehr oder weniger unsicherer Annahmen über die Senkung eines Gewölbes während der Ausrüstung vorausgesehen werden könne, welche Curve in Wirklichkeit entstehen werde, und diese Aeußerung ist hier besonders zu constatiren, da sie den Ausgangspunkt für die Dupuit'schen Untersuchungen bildet.

Yvon de Villarceaux, dessen Arbeit (Mémoire sur l'Etablissement des Arches de ponts) von der Academie française prämiirt wurde, faßte die Frage in anderer Weise auf. Da er die Unmöglichkeit zugeben mußte, die wahre Lage der Drucklinie in einem Gewölbe vorauszusagen, so versuchte er die innere Wölblinie derartig zu modificiren, daß die Drucklinie genau durch die Mitte der Gewölbstärke gehe. Bei dieser Untersuchung, zu welcher er sich der Hilfsmittel der höchsten Analyse bediente, machte er die Annahme, daß in Folge gewisser constructiver Hilfsmittel der Druck der Uebermauerung normal auf die äußere Wölblinie (und nicht vertical, wie gewöhnlich angenommen wird) wirke. Unter dieser Voraussetzung können die Massen der Uebermauerung bezüglich des auf das Gewölbe ausgeübten Druckes mit einer Flüssigkeit von gleicher Dichtigkeit verglichen werden, was kaum zulässig erscheint. Wenn die gewöhnliche Hypothese für manche Theile des Gewölbes als ungenau anerkannt werden muß, so entfernt sich doch gewiß die Villarceaux'sche Hypothese noch weiter von der Wahrheit.

Auf Grund dieser Hypothese modificirt der genannte Autor das Profil einer großen Zahl von Brücken und vermindert ebenso die Stärk- [illegible] t
ist, die Curve

struiren. Er ist auch überzeugt, daß sich dies praktisch ausführen lasse, ohne zu bedenken, daß seine Methode keineswegs alle übrigen Curven unmöglich macht. Seine Lösung, die mit einem enormen Aufwand von Rechnungen und mit Hilfe der elliptischen Integrale gewonnen worden ist, berücksichtigt nur einen speciellen Fall, nämlich denjenigen, wo die Uebermauerung oben horizontal abgeglichen ist. Sie ist die Negation aller üblichen Theorien über den Einsturz der Gewölbe, so daß man nicht begreifen kann, wie ein Einsturz vorkommen könnte, wenn die Villarceaux'sche Curve die richtige wäre.

Ich will es unterlassen, auf diejenigen Gewölbetheorien einzugehen, welche auf die Kettenlinie oder eine ähnliche Curve basirt sind, weil sie im Allgemeinen, ob sie gleich in einzelnen Fällen hinreichend befriedigende praktische Resultate liefern, sich allzu hypothetisch halten und überdies den anerkannten Principien über den Bruch der Gewölbe nicht Rechnung tragen. Ich beschränke mich daher darauf, diese Hypothesen, welche sich auf ein mehr oder weniger allgemeines Princip stützen, hier blos anzuführen.

Es sind drei hierhergehörige Theorien zu besprechen: die erste beruht auf dem Princip des kleinsten Widerstandes, welches man Moseley verdankt (Philosophical Magazine, 1833) und das Scheffler weiter entwickelt hat; die zweite auf dem Princip der Maximalstabilität von Drouet (Ann. des ponts et chauss. 2. semestre 1865), mit eleganten Constructionen graphisch entwickelt von Durand-Claye (Ann. ponts et chauss. 1867), und die dritte von Dupuit (traité de l'Equilibre des Voutes, 1870) auf der Annahme, daß im Gewölbe wahre Charniere oder Drehpunkte existiren.

4) Moseley's Princip besteht in der Annahme, daß unter allen Gruppen von Kräften und Widerständen, von denen jede für sich ein System in Gleichgewicht zu setzen im Stande ist, diejenige Gruppirung in Wirklichkeit stattfinde, durch welche die kleinste Resultante erzielt wird. Es ist dies ein metaphysisches Princip, nach welchem die Natur das Gleichgewicht eines Systems mit dem geringsten Aufwand von Kraft herzustellen suchen soll. Der Beweis dieses Principes, wie er von Moseley geliefert wird, ist besonders unklar und unvollkommen, und Scheffler bemerkt in dieser Beziehung, daß bei verticalen äußeren Kräften die verticale Componente der allgemeinen Resultante der Summe der Gewichte gleich sein muß, und daß daher das Minimum blos die horizontale Componente betreffen kann, also den Gewölbeschub.

Aber bei der Anwendung dieses Principes auf die Gewölbe setzt Scheffler die absolute Unpreßbarkeit des Materiales und eine unendlich große Festigkeit voraus. Alsdann wird die Aufsuchung der Drucklinie eines Gewölbes ziemlich einfach, sie besitzt aber nothwendigerweise drei Berührungspunkte in den Gewölblinien, und in solchen Punkten läßt sich unmöglich eine Vertheilung des totalen Druckes annehmen, sodaß ein großer Theil der Brückengewölbe einstürzen müßte, wenn diese Theorie richtig wäre. Das Princip vom kl[...] Widerstande erklärt die Art der Construction als gä[...] einflußlos auf die Lage der Druckcurve, die zwischen die [...] steine gegebene Mörtelschicht wäre ohne alle Wirkung [...] das natürliche Gleichgewicht eines Gewölbes nähme [...] sehr instabilen Charakter an.

Drouets geht von folgender Anschauung aus: [...] Natur entwickelt die molecularen Widerstandskräfte n[...] dem Maaße, wie sie gerade erforderlich sind, um den äu[...] Kräften, welche auf die Moleküle wirken, Gleichgewi[...] halten. Wenn daher solch ein Complex von Widerstä[...] vorhanden ist, daß der größte davon kleiner ist, als der g[...] Widerstand jedes andern ebenfalls im Gleichgewicht b[...] liches Systems, so ist dies diejenige Gruppirung, welche [...] den speciellen Bedingungen des Problems wirksam wird, [...] jede andere Gruppirung stärkere und daher unnütze W[...] stände hervorrufen würde. Auch dies ist ein Princip [...] kleinsten Widerstandes, jedoch in anderer Form, und es [...] darauf hinaus, daß man fragt: wenn das Gleichgewicht [...] gegebenen Gewölbes mit einer höchsten Anstrengung des [...] teriales von beispielsweise 30 ^{k} pro Quadratcentimeter m[...] ist, warum soll man da annehmen, daß die größte wi[...] Anstrengung größer sei? Hieraus folgt, daß unter de[...] endlich großen Zahl von Curven, welche in einem Ge[...] möglich ist, nur diejenige in Wirklichkeit sich bilden wir[...] welche die größte Anstrengung für die Flächeneinheit [...] ist, als die größte Anstrengung, welche jeder andern [...] entspricht, daß also die wirkliche Curve diejenige der g[...] Stabilität ist.

Dupuit macht, um die Unrichtigkeit des Drouet[...] Principes darzuthun, hiergegen folgenden Einwand. [...] trachtet man einen Balken von 600 ^{k} Gewicht, welche[...] drei gleich weit von einander entfernten Stützen ruht [...] versucht man die Drücke in jedem Punkte zu bestimm[...] betrachtet die Statik dieses Problem als unbestimmt un[...] für jeden Stützpunkt eine Menge Lösungen zu, wie si[...] eine Menge Drucklinien für ein Gewölbe von einer bes[...] ten Form statuirt. Wenn man aber das Drouet[...] Princip annimmt, so wird man sagen, daß der Dru[...] jeden Stützpunkt 200 ^{k} betragen müsse, da jede andere [...] theilung des totalen Druckes Seitens der widersteh[...] Kräfte höhere und folglich nutzlose Anstrengungen erfo[...] würde. Nun weiß aber Jedermann, daß unter Zugr[...] legung der Gesetze der Elasticität dies nicht diejenige [...] ist, welche in Wirklichkeit stattfindet.

Da ich andrerseits gefunden hatte, daß die Anwe[...] des Drouets'schen Princips mittelst der graphischen M[...] von Durand Claye zu einem ziemlich langen und co[...] cirten Processe führe, so habe ich, um mir eine klare [...] der praktischen Resultate, auf welche dasselbe führt, zu [...] den Versuch gemacht, dasselbe zu vereinfachen, indem i[...]

für das Gleichgewicht stark genug ist. „Prüfen wir," sagt dieser Autor, „die Consequenzen einer Curve, welche in keinem Punkte die innere Laibung berührt, so ergiebt sich, daß derselben im Vergleich zu einer tangirenden Curve ein größerer Schub entspricht. Welche Gestalt auch das Gewölbe haben mag, so muß angenommen werden, daß vor dem Ausrüsten darin kein Schub vorhanden ist, und daß während dieser Operation der Schub durch alle Stärkegrade hindurchgehen wird, welche geringer sind, als der definitive Schub, daß derselbe also, ehe er zu derjenigen Stärke gelangt, welche erforderlich ist, um die innere Curve zu erzeugen, durchgegangen ist durch diejenige Stärke, welche für das Gleichgewicht erforderlich ist. Wenn also das Ausrüsten langsam erfolgte, so müßte in diesem Momente jede Bewegung aufhören und die Curve könnte nicht ins Innere vorrücken. Wenn dagegen die Ausrüstung plötzlich erfolgen sollte, so könnte der Gewölbschub in Folge der vom Gewölbe angenommenen Geschwindigkeit diesen Grenzwerth überschreiten, würde aber bald, gegen das Gewölbe selbst reagirend, an Intensität abnehmen und nach einigen Oscillationen bei derjenigen Stärke stehen bleiben, welche für das Gleichgewicht erforderlich ist."

Dies ist ein richtiges Raisonnement: der Schub kann nicht mehr wachsen und die Curve kann sich nicht von c abtrennen und ins Innere des Bogen vorrücken, so lange nicht die rechte Gewölbhälfte in Folge ihrer Gestalt oder Dichtigkeit einen stärkeren Schub ausübt, als die andere Hälfte. Wäre nämlich q das Gewicht der Cubikeinheit und sind a und b die Hebelarme des Schubes Q in p und der Gewölbfläche $P = c\,d\,n\,m$ in Bezug auf den Punkt c, so hat man

$$Q = P\,\frac{b}{a}\,q. \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

Wächst die rechte Hälfte in der Dichtigkeit auf $q_1 > q$, so müßte auch $Q_1 > Q$ werden, wenn der Durchgangspunkt des Schubes in der Schlußfuge derselbe bliebe. Soll aber die Gewölbhälfte von der Dichtigkeit q einen Widerstand

$$Q_1 > P\,\frac{b}{a}\,q$$

leisten, so muß, da P nicht größer wird, das Verhältniß $\frac{b}{a}$ wachsen und also der Mittelpunkt des Druckes in der Fuge c d über c hinaufrücken. Hiernach ist bewiesen, daß das Gleichgewicht unmöglich sein würde, wenn in Folge eines derartigen Effectes der Mittelpunkt des Druckes links von d zu liegen käme.

Um die Curve der Pressungen nach dem Dupuit'schen Princip vollkommen zu bestimmen, bleibt nur noch übrig, anzugeben, wie der Mittelpunkt des Druckes in der Scheitelfuge zu finden ist. Ist der Drehpunkt des halben Bogens bestimmt, so sieht man, in welchem Sinne die Drehung erfolgen wird, und es läßt sich mit einem Kreisbogen die Trajectorie jedes seiner Punkte verzeichnen. Es wird z. B. die Scheitelfuge n m (Fig. 1) in der unendlich kleinen Zeit dt die Lage m′n′ annehmen. Die zwischen diesen beiden Lagen befindlichen Bögen lassen sich als Proportionale zu dem von jedem Punkte durchlaufenen Raume $\frac{dv}{dt}$ ansehen und man hat nur den Schwerpunkt des Trapezes $m\,n\,m'\,n'$ zu bestimmen, um die Lage der Resultante zu finden. Nimmt man z. B. einen Stichbogen a b n m (Fig. 2), für welchen die Bruchfuge die Widerlagsfuge a b sein wird, und ist $an = R$, $am = r$, $\sphericalangle oan = \beta$, $\sphericalangle oam = \alpha$, $om = b$, $mn = s$, so würden sich bei der Drehung des Gewölbes um a die Winkel α und β um gleichviel vermindern, wenn die Bogenhälfte kein Hinderniß fände. Da aber hier m n in der Verticalen zu bleiben genöthigt ist, so folgt, daß die horizontale Zusammendrückung in jedem Punkte des Schlußsteins der Abnahme der horizontalen Projectionen der von a nach diesen Punkten gezogenen Strahlen proportional ist. Die Projection von R ist $R\cos\beta$; variirt β um $d\beta$, so vermehrt sich die Projection um $R\sin\beta\,d\beta$. Aber $R\sin\beta = b + s$, also ist die Compression in a proportional $(b + s)\,d\beta$. Für Punkt m ergiebt sich auf dieselbe Weise der Druck proportional $b\,d\alpha$, und da $d\alpha = d\beta$, so verhalten sich die Zusammendrückungen in n und m wie $(b + s)$ zu b. Hiernach kann der Mittelpunkt des Druckes nicht in der Mitte von d m liegen, sondern er liegt näher n als m. Bekanntlich werden aber, wenn die auf eine Fläche $mn = s$ (Fig. 3) im Abstande $po = u$ von der Mitte wirkende Kraft Q sowohl in m, als n Druck erzeugt, wozu nur $u < \frac{1}{6}\,s$ zu sein braucht, die Maximalkraft $R = nn'$ und die Minimalkraft $r = mm'$ gefunden durch

$$R = \frac{Q}{s}\left(1 + \frac{6u}{s}\right),\quad r = \frac{Q}{s}\left(1 - \frac{6u}{s}\right). \quad (2)$$

Setzt man $np = c$, so wird $u = \frac{s}{2} - c$ und

$$\frac{R}{r} = \frac{2s - 3c}{3c - s}$$

und wenn man für $\frac{R}{r}$ substituirt $\frac{b+s}{b}$, so folgt:

$$c = \frac{s}{3}\,\frac{3b + s}{2b + s}, \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

woraus sich ergiebt, daß c stets kleiner als $\frac{s}{2}$ ist. Für $b = 0$, was bei scheitrechten Gewölben stattfindet, wird $c = \frac{s}{3}$, für eigentliche Gewölbe fällt es zwischen $\frac{s}{2}$ und $\frac{s}{3}$.

Wenn aber der Drehpunkt und der Durchgangspunkt der Curve durch die Schlußfuge bekannt sind, so ist diese

elbst ganz bekannt, es ist jedoch noch nicht sogleich zuzugeben, daß diese Curve den definitiven Wider- s Gewölbes repräsentire. Da der in der Bruchfuge nde Druck gänzlich in einem Punkte concentrirt ist, e derselbe die Zerdrückung des Gewölbes oder zum ı solche Deformationen verursachen, daß hierauf rfolgen müßte.

s ist ein Umstand, der Dupuit keineswegs entgangen er sagt: „Bei der vorgetragenen Rechnung ist vor- t, daß der Punkt a unverändert bleibe, derselbe wird gen der Zusammendrückbarkeit des Materials sich s um eine geringe Quantität senken, diese Senkung aber eine Verminderung des Druckes in a und des- Höherrücken des Punktes p. Wenn der Druck in würde, wozu nur eine Senkung von m um $b\,d\alpha$ eine um so kleinere Größe nöthig ist, je kleiner $d\alpha$ lgt $c = \frac{s}{3}$. Wenn sich dann a senkte, so würde nehr und mehr n nähern, ohne es jedoch zu erreichen, eder Gleichgewicht eintritt, obschon nicht anzunehmen eine Kraft auf eine unendlich kleine Fläche wirksam kann, weil sie darin eine unendlich hohe Pressung würde. Die Biegung der gegeneinandergedrückten giebt der Berührungsstelle eine gewisse Ausdehnung Resultante geht durchs Drittel derselben. Es läßt die Ausdehnung der Berührungsstelle nicht berechnen, von der Zusammendrückbarkeit des Materials ab- Das Gleiche gilt vom Punkte a. Wenn wir sagten, ltante gehe durch einen Punkt, so haben wir das l gewissermaßen incompressibel angenommen, wie es nen oder stählernen Keilen ungefähr der Fall sein aber Steine und besonders Mörtel geben nach, sodaß Berührungsfläche bilden und die Resultante in einem von a gleich ein Drittel der Höhe dieser Fläche gehen wird."

ı Uebrigen versichert Dupuit, daß bei sorgfältiger ung die Berührung nahezu in einem Punkte erfolge, die Fläche, welche sich beim definitiven Gleichgewichts- um den Drehpunkt erzeugen möge, stets so klein sein aß sie das Princip nicht umstoßen könne, daß dieser- ch die Pressungen bei großen Brücken weit stärker s die von den Erbauern nach einer falschen Theorie berechneten. Doch lasse sich auch unter solchen Ver- n der Widerstand der Wölbsteine leicht erklären. That," sagt er, „belasten die Constructeurs die Mate- n der Regel nur mit einer permanenten Last gleich den Bruch herbeiführenden Last, und wenn dann einer Veränderung des Mauerwerkes der Druck sich t, so ist dafür großer Spielraum vorhanden. Sehen pielsweise zu, was sich ergiebt, wenn der Druck in chfuge zu 450^k auf eine 1^{cm} breite Zone des Gewölbes berechnet wäre. Da der gepreßte Stein bei zehnfacher Sicherheit 10^k pro Quadrat-Centimeter zu tragen im Stande ist, so brauchte die Fuge nur $0{,}45^m$ lang zu sein, wenn der Druck gleichförmig vertheilt wäre, man giebt aber $0{,}90^m$ Länge mit Rücksicht darauf, daß die Resultante im dritten Theil der Länge durchgeht. Ginge dieselbe nun bei 0,05 der Länge durch, so betrüge die Pressung 60^k, ginge sie bei 0,04 durch, so betrüge dieselbe 75^k anstatt 10^k wie angenommen war, es ist also ein Zerdrücken des Steines noch nicht zu befürchten."

Da nun aber Dupuit den Fall vorgesehen hat, daß die Resultante bei 0,04 der Länge durch die Bruchfuge hindurchgeht, warum ist er mit seiner Beweisführung nicht noch weiter gegangen und warum hat er nicht angenommen, daß der widerstehende Theil sich auf 9 Centimeter reducire? Weil dann der größte Druck genau 100^k betragen, also dem angenommenen Coefficienten der Bruchfestigkeit gleich werden und das Gewölbe zerdrückt werden würde. Bleibt man aber auch bei der größten Belastung von 75^k und selbst einer geringeren stehen, so läßt sich aus verschiedenen Gründen und Thatsachen schließen, daß eine so starke Belastung mit $^3/_4$ des Bruchcoefficienten in kurzer Zeit bedenkliche Zusammendrückungen und bleibende Deformationen hervorrufen würde.

Ich will dagegen ein anderes Exempel aufstellen. Betrachtet man das Gewölbe abnm (Fig. 2), dessen Sehne $ao = 10^m$ und dessen Bogenhöhe $om = 2^m$, dessen Stärke im Schlußstein aber $0{,}9^m$ betragen möge, und welches mit einer 1^m starken Uebermauerung (incl. der darauf reducirten zufälligen Last) belastet sein möge. Nehmen wir der Kürze halber eine verticale Stellung der Widerlagerfuge an und ein Mauerungsmaterial von 2200^k Gewicht pro Cubikmeter. Der Schub in der Scheitelfuge berechnet sich nach der Dupuit'schen Formel (3) auf

$$c = \frac{s}{3}\,\frac{3b+s}{2b+s} = \frac{0{,}9}{3}\,\frac{3.2+0{,}9}{2.2+0{,}9} = 0{,}4224^m.$$

Setzen wir voraus, daß die Resultante im Widerlager 4^{cm} über Punkt a die Fuge schneide, so betrüge der Abstand des höchsten Punktes der Mittellinie des Druckes

$$2^m + (0{,}9 - 0{,}4224) - 0{,}04 = 2{,}4376,$$

und wenn die innere Gewölblinie eine Parabel ist, so folgt

$$\text{Fläche } arsm = {}^2/_3.10 + 1{,}90.10 = 25{,}666^{qm}$$

und deren Moment:

$$M = \frac{2}{3.4}\,10^2 + \frac{1{,}9}{2}.10^2 = 111{,}66,$$

so daß sich der Gewölbeschub pro Quadratmeter berechnet auf:

$$Q = \frac{111{,}66}{2{,}4376}.2200 = 100782^k.$$

Dies beträgt auf eine 1^{cm} breite Zone $1007{,}82^k$ und giebt im Widerlager, wenn dessen Fläche auf 12 Quadr.-

Centim. reducirt ist, einen mittleren Druck von 84^{k}, also einen Maximaldruck von 168^{k}. Betrüge aber auch der Querschnitt 18^{qcm}, so erhielte man dennoch einen Schub von $1016{,}18^{k}$ pro Centimeter Breite und daher einen mittleren Druck im Widerlager von $\frac{1016{,}18}{18} = 56{,}45^{k}$, so daß der Maximaldruck $112{,}90^{k}$ immer noch größer wäre, als die Bruchfestigkeit des Materiales.

Es weiß aber Jedermann, wie viel Brücken namentlich in der letzten Zeit gebaut worden sind, mit noch stärkeren Belastungen als in dem betrachteten Beispiele, und dennoch zeigen sich dieselben hinreichend stabil. Daher muß die Größe der den Druck aufnehmenden Fläche in der Bruchfuge größer sein, als Dupuit findet, und das Princip des Drehpunktes muß bei der Herstellung des definitiven Gleichgewichtes Modificationen erleiden. Wir wollen daher nunmehr verschiedene Erfahrungsdata durchgehen und besonders die von Dupuit zur Stütze seiner Theorie angeführten Beobachtungen an der Brücke von Nemours.

6) Das Gewölbe der Brücke von Nemours ist nach einem Kreisbogen von $16{,}13^{m}$ Sehnenlänge und $1{,}10^{m}$ Pfeilhöhe geformt, ist im Schlußstein $0{,}97^{m}$ stark und horizontal abgeglichen, so daß die Höhe der Widerlagerfuge $2{,}10^{m}$ beträgt. Um beim Ausrüsten des Gewölbes dem Setzen vorzubeugen, hatte der Ingenieur Boistard, welcher die Brücke projectirt und ausgeführt hat, die Lehrbögen im Scheitel um $0{,}19^{m}$ überhöht. Die Rüstung war eine polygonale, und zwar ohne Kette, und diesem Umstande ist es zu verdanken, daß folgende, von Herrn Boistard gesammelte Notizen nicht erst nach dem Ausrüsten, sondern schon während des Baues wahrgenommen werden konnten.

„Während der Aufbringung der ersten und zweiten Schicht von Wölbsteinen begab sich nichts Bemerkenswerthes, als man aber die dritte legte, zeigte sich, daß die Ordinate der zweiten kleiner geworden war und diese Abnahme rührte vom Nachgeben der Unterlagen und von der Zusammendrückung der Steine her. Je weiter der Bau fortschritt, um so beträchtlicher wurde das Nachgeben, jede Lage Steine hatte neben ihrem eigenen Sichsetzen eines, welches dem Nachgeben der vorausgegangenen Lage proportional war. Es ergab sich daraus, daß in Folge der Biegung des Gerüstes die Wölbsteine längs der Fugen aufeinander etwas hinglitten und durch diese Bewegung die Cohäsion des Mörtels zerstört wurde. Das Nachgeben des Gerüstes hatte hauptsächlich nachstehende Folgen.

„Während und nach dem Ausrüsten öffneten sich die Widerlagerfugen in der äußern Wölbfläche und zogen sich innen zusammen, was bei den drei ersten Fugen in bemerkenswerther Weise erfolgte (Fig. 4). Die erste öffnete sich um 27, die zweite um 18 und die dritte Fuge um $4{,}5^{mm}$, während das Zusammengehen resp. 11,3, 6,8 und $4{,}5^{mm}$ betrug. Die folgenden Fugen haben sich auf die ganz[e] blos mehr geschlossen, die Schlußsteinfugen desgleichen lich, aber minder auffällig als beim Widerlager, da m[an die] Vorsicht gebraucht hatte, sie mit Keilen von sehr [...] trockenen Eichenholze zu verpeizen.

„Wir müssen hier einer eigenthümlichen und wichtige[n Beob]achtung gedenken, nämlich der, daß nach dem Ausrüst[en die] Widerlagsfugen, welche äußerlich 4,5 und innerlich [...] weit gemacht worden waren, sich, wie bemerkt, äußerl[ich um] 27^{mm} geöffnet und innerlich um $11{,}3^{mm}$ geschlossen [...] Die Oeffnung fand über die ganze Ausdehnung der horizontalen Lage Wölbsteine gleichförmig statt von [einer] Stirn des Gewölbes bis zur andern, so daß sich [...] sehen ließ, wie die erste Lage Steine auf dem Kämpfer nur in einer 33^{cm} breiten Fläche aufruhte."

Aus diesen genau beschriebenen Beobachtungen [Boi]stard's folgt, daß beim Ausrüsten eine wirkliche D[rehung] der Bogenhälfte um die Widerlagskante stattfand, u[nd daß] nach eingetretenem Gleichgewicht die Berührungsfläch[e nur] $0{,}33^{m}$ hoch war. Bezüglich des Schlußsteins war d[as Re]sultat minder bemerklich, weil die eingetriebenen Keil[e die]selbe schwächten, die Fugen schlossen sich indessen [...] äußeren und öffneten sich in der in der inneren Laibu[ng, es] leistete also auch hier blos ein Theil der Fugenfläc[he Wi]derstand.

7) Weiter will ich über ein anderes ähnliches B[eispiel] berichten, nämlich über die Olonabrücke vor den [...] von Mailand in der neuen Straße von Porte Genov[a, ein] Werk des ausgezeichneten Ingenieurs Emiliano[...] Diese nach einem Kreisbogen geformte Brücke hat 10^{m} [...] und 1^{m} Pfeil, ist im Scheitel $0{,}6^{m}$ und im Widerlag[er ...] stark, und wurde aus Ziegeln gefertigt, nur waren im [...] eine große Platte von Beolasandstein von 8^{cm} Stär[ke und] zwei 7^{cm} starke dergleichen rechts und links davon eingel[egt] etwa in der Hälfte der Höhe. Das Gewölbe ist a[m] Rücken kreisförmig und wurde auf einem im Schei[tel um] 11^{cm} überhöhten Bogengerüst ausgeführt. Bevor [...] ausgerüstet wurde, brachte man in dem mittleren [...] desselben zwischen den seitlich eingemauerten Sandstein[en] gleichförmig vertheilte Ziegelsteine auf. Die Breite d[es Ge]wölbes betrug 15^{m} und die belastete Fläche 15.5 [...] Quadr.-Meter. Die aufgelegten Ziegel wogen in nassen Zustande $4{,}4^{k}$ und es gingen davon 60 auf ei[n Qua]dratmeter. Da 5 Schichten Ziegel übereinandergelegt [waren,] so berechnet sich die aufgebrachte Last auf $4{,}4 . 60 . 5 =$ [...] pro Quadratmeter.

Das Bogengerüst war von derselben Constructi[on wie] bei Nemours, also ohne Kette, und in Folge seiner [Durch]biegung fand unter der aufgebrachten Last eine Senkun[g statt,] welche von Nani auf der inneren und äußeren Gew[ölbfläche]

ufgenommen und derart verzeichnet worden sind,*) daß ern links von den Ordinaten die nach der Berechnung ometrischen Bogen zukommenden Ordinatenwerthe und hts danebenstehenden Ziffern die nach der Senkung eten Werthe bedeuten. Aus der Vergleichung dieser ten ergiebt sich, daß nach dem Setzen die innere Wölb- ist genau die beabsichtigte geometrische Form ange- n hatte, der Scheitel hatte sich also fast genau um esenkt, als das Bogengerüst überhöht war (11^{cm}).

n anderer wichtigerer Umstand ist der, daß die Wider- en sich wie bei der Brücke von Nemours nach außen haben, jedoch mit dem Unterschiede, daß die Abtren- c (Fig. 5) nicht längs der Linie **ad** des Widerlagers, in fast verticaler Richtung von einem um 11 bis om Punkte a abstehenden Punkte b stattgefunden hat. dies ein bemerkenswerther Umstand, dessen anderweite ung nachher noch besprochen werden wird, und wel- eist, daß die Hypothese der verticalen Fugen an Stelle malen recht wohl zulässig ist. Das Aufmachen der gsfuge war von einer Stirnseite des Gewölbes bis ern wahrnehmbar.

a ich zu spät benachrichtigt war, konnte ich die vor- en Thatsachen nicht selbst in Augenschein nehmen; ich dessen Herrn Ingenieur Rani ersucht, aufs Genaueste fe der Spalten, ihre Weite und die Ausdehnung der hen Widerlagerfläche aufzunehmen und habe hierüber ende Notizen erhalten:

	Stirnseite			
	über dem Strom		unter dem Strom	
	stromaufwärts	stromabwärts	aufwärts	abwärts
ab der Spalten von enseite des Gewölbes in Centim.	15	15	11	11
Weite des Spaltes in Centim.	4	4,5	4	5
er Spalten in Centim.	78	81	76	79
ene Berührungslänge d in Centim.	32	29	34	31.

de Gewölbhälfte hatte also eine effective Drehung um erlager gemacht, wobei auf der äußern Gewölbseite ffnung von 4 bis 5^{cm} Weite und auf der inneren eine entsprechende Zusammendrückung der Mörtelfuge en war; in der definitiven Gleichgewichtslage betrug e eigentliche Widerlagerfläche 29 bis 34^{cm} auf $1{,}1^{\text{m}}$ nung, Ergebnisse, welche denjenigen bei der Nemours- anz conform sind.

Ein weiteres Beispiel verdanke ich ebenfalls dem rr Rani, nämlich die Brücke mit 6 Oeffnungen über den Ticino in der Flucht der Eisenbahn von Mailand nach Vigevano. Jedes Gewölbe hat Kreisbogenform mit $25{,}4^{\text{m}}$ Spannweite, $4{,}5^{\text{m}}$ Pfeilhöhe, $0{,}9^{\text{m}}$ Stärke im Scheitel und $1{,}3^{\text{m}}$ Stärke im Widerlager. Die das Widerlager bildenden Wölbsteine sind aufgerichtet, d. h. die eigentliche Widerlagsfuge (**ad**, Fig. 6) liegt bereits um 20^{cm} im Gewölbebogen. Beim Ausrüsten zeigten sich dieselben Erscheinungen, doch kann ich darüber keine Specialitäten berichten, da die numerischen Werthe nicht aufgenommen worden sind. Es ist indessen constatirt worden, daß sämmtliche Bogen in den Widerlagsfugen von der äußeren nach der inneren Wölblinie hin aufklafften und zwar in fast verticaler Richtung **bc** wie bei der Olonabrücke und die Beschaffenheit der Oeffnung läßt sich daraus abnehmen, daß zur Ausfüllung der entstandenen Klüfte nach Wegnahme von drei zerdrückten Ziegeln, deren vier eingesetzt werden mußten, was eine Weite des Spaltes von 5^{cm} giebt.

Die vorgeführten Thatsachen sind nicht zahlreich, bestätigen aber hinreichend die Drehung der Gewölbe bei dem Ausrüsten.

9) Es entsteht nun die Frage, wie ist es gekommen, daß so wichtige, so leicht zu constatirende, so in die Augen fallende und so häufig zu beobachtende Erscheinungen die Aufmerksamkeit der Techniker und Gelehrten nicht mehr erregt haben? Wie kommt es, daß bei der Berechnung der Gewölbe noch immer eine gleichförmige Vertheilung des Druckes vorausgesetzt und höchstens auf das Doppelte als Maximaldruck Rücksicht genommen wird?

Hierfür mag der Grund darin zu suchen sein, daß diese Erscheinungen sich nicht immer so deutlich zeigen, als in den geschilderten Fällen. Augenscheinlich wird die Senkung des Scheitels bei Stichbogengewölben stärker als bei Halbkreisgewölben sein. Bei Brücken mit vollem Zirkel, bei denen die Bruchfuge höher als das Widerlager liegt, zeigt sich wohl eine leichte Neigung eines Wölbsteins gegen den andern in den Bruchfugen, wodurch die Mörtellage auf der inneren Wölbfläche zusammengedrückt wird, es wird auch bisweilen ein Ritzchen auf der äußern Wölbfläche bemerkt, aber niemals in solchen Proportionen wie bei Stichbögen. Trotzdem sind derartige Indicien hinreichend, um zu folgern, daß sich der Druck nicht über die ganze Widerlagsfläche vertheilen kann. Bisweilen zeigt sich auch bei Gewölben, die mit schwachen Mörtelfugen ausgeführt sind, nach dem Ausrüsten das plötzliche Abbröckeln einer Steinschale an der Stelle der Berührung zweier Wölbsteine auf der inneren Wölbfläche und es ist dies ein sicheres Merkmal dafür, daß hier ein besonders starker Druck stattfindet. Uebrigens ist hinzuzufügen, daß selbst bei Stichbogengewölben bei sorgfältiger Ausführung, welche guten, homogenen und festen Mörtel, dünne Lagerfugen und die Anwendung eines Hilfsmittels zur Aufhebung des unmittelbaren Contactes auf der inneren Widerlagsfl

---

*) Diese Tafel ist ihrer Größe wegen hier weggelassen. D. Red.

vorausjeżt, sich der Effect der Drehung des Gewölbes wesentlich abschwächen läßt.

Um ferner zu begreifen, wie auch bei Stichbogengewölben das Factum eines so bedeutenden Aufklaffens der Widerlagerfuge, daß die Widerlagsfläche auf ein Drittel und weniger reducirt wird, als etwas gewissermaßen Neues erscheinen konnte, muß man sich erinnern, daß in der Regel die Ausführung einer Brücke, deren Project vom Ingenieur entworfen worden ist, durch Unternehmer oder durch Accordarbeiter bewirkt wird. Diese, welche die Erscheinung lediglich auf falsche Construction schieben, haben alles Interesse an der Verheimlichung der Thatsache und verbergen sie dem Ingenieur, indem sie die bis zur Ausrüstung und nachher entstandenen Risse sorgfältig ausfüllen. Wie wahr diese Bemerkung sei, kann ich dadurch beweisen, daß der Unternehmer der Olonabrücke Bedenken trug, mir die durch Herrn Ingenieur Nani erbetenen Data zu überlassen, und erst darüber beruhigt sein wollte, daß diese Nachfrage blos in theoretischem Interesse geschehe.

10) Im Nachstehenden will ich nun einen Versuch beschreiben, der im Jahre 1871 bei Gelegenheit der Mailänder Ausstellung abgeführt worden ist. Die Bergamasker Cement-Gesellschaft hatte nämlich dort einen Bogenmonolith aus Cement von folgenden Dimensionen ausgestellt:

Sehne des Bogens	8,08 m
Pfeil der inneren Wölblinie	1,95
Stärke im Scheitel	0,095
„ im Widerlager	0,28
„ der Widerlagspfeiler	2,00
Höhe der „ bis zum Bogenanfang	0,65
Länge des Bauwerkes zwischen den Stirnen	0,50.

Dieser außerordentlich dünne Gewölbebogen, welcher eine Sehenswürdigkeit der Ausstellung bildete, war aus Cement von Val Seriana (der nach Art des Portlandcementes bereitet war), Kies und Sand hergestellt und wurde nach Schluß der Ausstellung auf meine Vermittelung dem Königlichen höheren Institute überlassen, damit er einer Probe unterworfen würde, deren Kosten die Gesellschaft mit übernahm. Um diesen Bogen in die Verhältnisse einer Brücke zu versetzen, wünschte ich, daß derselbe ungefähr 1 m hoch übermauert und dann noch durch darübergefahrene Gewichte belastet werden möge; da er aber an einem öffentlichen Platze stand, so war es unmöglich, damit so langwierige und soviel Vorbereitungen erfordernde Experimente anzustellen, zumal dieselben viel Kosten verursacht haben würden; ich beschloß daher, mich mit einer gleichförmig aufgebrachten Belastung zu begnügen und blos eine Ziegelmauer ohne Mörtel darauf aufführen zu lassen, die Probe aber bis zum Bruch zu treiben, um die Bruchfuge aufnehmen und alle sonst für das Gleichgewicht der Gewölbe interessanten Data sammeln zu können. Es wurde in halber Bogenhöhe eine solide hölzerne Bühne errichtet, um die Belastung zu effectuiren, und diese rings mit einer genügenden Platz lassenden Bretterwand umgeben, um die Vorübergehenden vor Beschädigungen beim Einsturze des Bogens und letzteren vor zufälligen Verletzungen zu schützen. Die Vorkehrung zur Belastung zeigte sich unzureichend und ich mußte deshalb zu einem Laufkrahn (scala-porta?) greifen, vorher aber erschien es nöthig, unter dem Bogen neuerdings die Rüstung aufzustellen, wobei 5 Centimeter Zwischenraum gegen die innere Wölblinie gelassen und drei feste gemauerte Säulen zum Tragen des Gerüstes aufgeführt wurden. Als dann die Belastungsmauer bereits einige Meter Höhe erlangt hatte, was nicht erwartet worden war, so schienen diese Vorkehrungen noch nicht genügend und es wurden noch auf jeder Stirnseite des Bogens zwei Holzstämme eingegraben und paarweise unter sich durch Querhölzer verbunden, welche durch ausgesparte Oeffnungen in der Belastungsmauer hindurchgingen.

Um die Senkung des Bogens im Scheitel in jedem Augenblick beobachten zu können, hing ich mittelst eines Drathes im Scheitel eine eiserne Tafel auf, welche zwischen zwei auf einer Latte stehenden Leitungen glitt und allen Bewegungen des Bogens folgte. Endlich wurde, um die Lage der Bruchfugen leicht und schnell aufnehmen zu können, auf der einen Stirnseite des Bogens mittelst schwarzer verticaler Linien eine Eintheilung hergestellt, welche mit einer auf der inneren Laibung vom Scheitel angetragenen und numerirten Theilung nach halben Metern correspondirte.

Die am 17. November begonnenen Belastungsproben endigten am 2. December mit dem Einsturz, waren jedoch nur mit zahlreichen Unterbrechungen vorgenommen worden. Es ist hier noch eines Umstandes Erwähnung zu thun, der sicher einigen Einfluß auf den Bruch und manche dabei vorgekommenen Erscheinungen gehabt hat, nämlich des Umstandes, daß der Bogen, wenn man denselben parallel zur Stirnseite betrachtete, nicht genau vertical erschien, sondern eine gewisse transversale Biegung zeigte, die wahrscheinlich die Folge unegaler Austrocknung des Materiales war.

Die aufgebrachte Belastung in Ziegeln wog 228,8 k pro hundert Ziegel und da zur Herstellung von 1 Cubikmeter trockner Mauer 680 Stück erforderlich waren, so betrug die Last pro Cubikmeter 1553,8 k. Nachdem am 17. Nov. die Curve der innern Laibung aufgenommen worden war, begann man mit dem Aufbringen der Last über den Widerlagern und vier Ziegelschichten auf dem Rücken des Gewölbes. Man ahnte damals noch nicht, daß diese ersten Materialschichten selbst ein Gewölbe bilden und einen Theil des Druckes der aufgebrachten Belastung aufnehmen könnten, mußte aber bald eine Unterbrechung darin von 4 bis 5 cm Weite herstellen, um die Spannung aufzuheben und mußte diese Oeffnung später noch etliche Male erweitern, je mehr die Last den Bogen zusammendrückte.

Am 29. November erreichte die Belastung im Scheitel 8 übereinanderliegende Ziegelschichten oder 2,9 m Höhe. An diesem Tage mußte die Belastung zwei Mal unterbrochen werden, um die Bogenrüstung niederzurücken, welche in mehreren Punkten die innere Laibung berührte, was eine schwierige und gefährliche Operation war, da die Ziegel aus den die Rüstung tragenden Pfeilern gleichzeitig und unter dem Druck des Gerüstes herausgenommen werden mußten. Als an diesem Tage die Arbeit eingestellt wurde, fand sich, daß der Gewölbebogen sich im Scheitel um 18 mm gesetzt hatte. Am Morgen des nächsten Tages fand sich, daß der Bogen während der Nacht nachgegeben und den Messingdraht zersprengt hatte, welcher den Einschnitt trug, welcher Letztere sich zwischen den durch den Regen angeschwollenen hölzernen Führungen eingeklemmt befand. Die Bogenrüstung wurde abermals gesenkt und eine Mehrbelastung mit 5 Ziegelschichten aufgebracht, endlich die Curve des Gewölbes möglichst genau aufgenommen, wobei sich eine gesammte Senkung des Scheitels um 5 cm herausstellte, welche hauptsächlich in der Nacht erfolgt sein mußte. Sogleich nach dieser Aufnahme bemerkte ich die ersten Spuren des Bruches und zwar bestanden dieselben:

1. in einem Ritzchen genau im Scheitel in nahezu verticaler Stellung, welcher ein wenig in der innern Gewölblinie aufklaffte, bis in die Mitte der Fuge reichte und 3 cm lang war. Derselbe ging nicht von einer Stirn bis zur andern, sondern dehnte sich horizontal blos auf 10 cm Länge aus, was wohl auf den bereits erwähnten Fehler des Gewölbes zu schieben ist, nämlich auf die geringe Verdrehung desselben, welche sich namentlich an der aufgebrachten Belastungsmauer erkennen ließ.

2. in einem geraden Spalte in entgegengesetzter Richtung, nämlich einem von der äußern Wölblinie ausgehenden Risse in der Nähe des linken Widerlagers (Fig. 17) mitten zwischen den Theilpunkten 3,5 und 4. Dieser außen normal verlaufende Spalt von 7 cm Länge krümmte sich gegen unten und war in seinem oberen Theile von einer Stirn bis zur andern zu verfolgen, auf der hintern Seite aber wenig sichtlich.

3. in den ersten Indicien des Bruches in der Nähe des rechten Widerlagers bei Punkt 3,5, die jedoch wenig hervortraten. Die Verschiedenheit in der Tiefe der Spalten an den beiden Widerlagern rührt jedenfalls von dem mehrerwähnten Umstande ab.

Der Bogen zeigte also an drei Stellen Bruchfugen, im Scheitel und tiefer zwischen den Theilpunkten 3,5 und 4 in der inneren Wölblinie, und der Bruch war sichtlich durch Zug entstanden.

Man setzte die Belastung fort und als am 2. December 102 Ziegelschichten auf den Scheitel aufgebracht waren, nahm der Ingenieur Milesi, der mich bei den Versuchen persönlich unterstützt hatte, eine Photographie des Bogens auf. Als die aufgetragene Belastung 107 Ziegelschichten, welche eine 5,4 m hohe Mauer über dem Scheitel bildeten, erreicht hatte, constatirte ich selbst Folgendes:

1. daß der Spalt im Scheitel sich von der innern zur äußern Wölbfläche so vergrößert hatte, daß nur 5 cm unversehrt blieben und derselbe sich gleichmäßig von einer Stirn zur andern fortsetzte;

2. daß sich auch der Spalt am linken Widerlager immer mehr ausgedehnt hatte, in einer krummen unregelmäßigen Linie nach Fig. 7 aufwärts gerichtet, und daß der unversehrte Theil in der normalen Fuge, bis zu welcher der Spalt sich ausdehnte, ungefähr 6 cm betrug;

3. daß der Spalt in der Nähe des rechten Widerlagers sich ausgedehnt und nach oben gebogen hatte, wie auf der andern Seite, und daß der unversehrte Theil auf ein Drittel der normalen Fuge, bis zu welcher der Spalt reichte, reducirt war. Uebrigens war es nicht möglich, die wahre Ausdehnung des unverletzten Theiles genau anzugeben, da die am Gewölbrücken nur ein Paar Millimeter weiten Ritzchen am Ende fast unmerklich wurden, so daß ihr Ende nicht genau zu fixiren war.

Wenige Stunden nach dieser letzten Aufnahme, in der Nacht vom 2. zum 3. December erfolgte der Einsturz, was ein Glück genannt werden kann, da eine weitere Belastung mit größten Schwierigkeiten und Gefahren verbunden gewesen sein würde. Letzteres wird einleuchten, wenn man sich die 5,4 m hohe Mauer auf dem Scheitel eines nur einen halben Meter breiten Gewölbebogens vergegenwärtigt, die nur aus trocken aufgebauten aber vom Regen durchnäßten Ziegeln bestand und in Folge des mehrerwähnten Mangels eine Verdrehung besaß, zumal wegen der Ungleichförmigkeit unserer Ziegel äußerst schwer geradlinige Schichten hergestellt werden konnten. Am Morgen des 3. December wurde nur eine Ruine vorgefunden, das Gewölbe, die Bühne und die tragenden Pfeiler waren zusammengestürzt, die Bäume auseinandergerissen und das Ganze in einen Haufen zerbrochener Ziegel und zerrissener Hölzer verwandelt. Es ergab sich jedoch aus der Lage der am Boden aufgehäuften Massen, daß der oft erwähnte Fehler in der Construction des Gewölbes auch hierbei von Einfluß gewesen ist, da die Ziegel in der Mitte und auf der linken Seite gerade heruntergestürzt waren, während sie auf der andern Seite bis über die Holzschranke, welche das ganze umgab, hinausgeschleudert waren.

Die Distanz zwischen den Widerlagspfeilern wurde genau so groß, wie vor der Belastung gefunden, was ohne Zweifel neben der Güte des Materiales zu dem außerordentlichen Erfolge dieser Probe beigetragen hat. Man kann also bei genügend starken und unbeweglichen Widerlagern die Gewölbe bedeutend kühner construiren, als gewöhnlich zu geschehen pflegt.

Um letztere Behauptung zu bekräftigen, brauche ich nur

den in den Brücken von Souppes in Frankreich aus Kalkstein ausgeführten Versuchsbogen zu citiren, welcher dazu bestimmt war, zu versuchen, ob sich ein Bogen von 37,886 m Spannweite bei 2,125 m Pfeilhöhe (also $\frac{1}{18}$ der Sehne) mit 0,8 m Stärke im Scheitel und 1,10 m Stärke am Widerlager ausführen lasse. Hier bildete das Gestein selbst das eine Widerlager, während das andere durch eine sorgfältig ausgeführte Pfeilermauer von gleicher Breite mit dem Bogen (3,5 m), 8,19 m Höhe und 15,1 m Stärke an der Basis, 14,86 m oben getragen wurde. Dieser Bogen hat 1655 k Last pro Quadratmeter und eine darüber bewegte Last von 5510 k getragen, hat hierunter wie ein eiserner Bogen völlig elastische Bewegungen gezeigt und seine stärkste Einsenkung betrug im Scheitel ungefähr 2 cm, ohne daß sich ein Spalt gebildet hat.*) Wenn dieses Ergebniß mit anderweiten Erfahrungen in Widerstreit zu stehen scheint, so ist zu beachten, daß die Ausführung eine vorzügliche gewesen ist, da zur Vermeidung jedes Druckes auf die innere Wölbfläche die Widerlagsfugen auf 5 cm Höhe mittelst provisorischer Keile von Fichtenholz nicht mit Mörtel versehen wurden, die Resultante des Druckes also nach dem Innern des Widerlagers und der den Druck aufnehmende Theil nach der Außenseite hin gewiesen wurde.

11) Unser Versuchsbogen unterschied sich von den andern betrachteten Gewölbebögen, sowohl der Form, als der Substanz nach; der Form nach, insofern die Drehkanten nicht im Widerlager, sondern in einem höheren Punkte lagen, wie bei einem Gewölbe mit vollem Zirkel, obschon das Widerlager nur um 53° 8′ gegen die Verticale geneigt war; der Substanz nach, da er nicht aus keilförmig zusammengestellten und durch Mörtel unter sich verbundenen Ziegeln oder Wölbsteinen gefertigt, sondern aus einem Gusse hergestellt, also mit einem Bogen aus Metall vergleichbar war. Die in der Scheitelfuge und an den Gewölbschenkeln entstandenen Risse sind durch Ausdehnung veranlaßt worden und das Experiment hat gezeigt, daß der Widerstand des Mörtels gegen Zug bedeutend geringer ist, als derjenige gegen Druck. Es mußten auch, um den Einsturz herbeizuführen, noch 108 — 63 = 45 Ziegelschichten oder eine Mauer von 2,35 m Höhe aufgebracht werden auf die Belastung, welche die ersten Rißchen erzeugt hatte. Bemerkenswerth ist ferner der krumme Verlauf der Bruchlinie an beiden Schenkeln (Fig. 7), da er an die Erscheinungen bei elastischen Trägern, erinnert, wenn sie einer transversalen Biegung unterworfen werden. Betrachtet man z. B. einen Balken a b c d (Fig. 16), welcher so stark in der Mitte belastet ist, daß die Cohäsion der Fasern zerstört wird, so erfolgt der Bruch im ersten Augenblick in einer Ebene normal zur Axe und reicht bis zu einer gewissen Tiefe hinein; dauert die Kraft an, so erfolgt eine Trennung der Fasern längs der zur innern Krümmung concentrischen Fläche, welche an die Bruchstelle anstößt, und der Bruch nimmt die Form m n p an. Die Lage der Fuge, in welcher die Cohäsion zerstört wird, ist in der Regel nicht g p, sondern eine Ebene m n und es ergiebt sich hieraus, daß die größte Compression pro Einheit nicht in dem Querschnitt des Bruches durch Dehnung erfolgt, was sich etwa so erklären läßt, daß in Folge des Nachgebens oder der Verkürzung der Fasern in h eine Drehung um g stattfinden sollte, daß aber, weil bereits in m eine Trennung der Fasern erfolgt ist, der Theil m n p sich hebt und dem Bestreben der Drehung um h gehorchend, die dargestellte Form des Bruchquerschnittes erzeugt.

*) Notices sur les modèles, cartes et dessins relatifs aux travaux publics, raccueillis des Ministères d'Agriculture, du Commerce et des Trav. publ. pour l'Exposition à Paris de 1867.

Bei den gewöhnlichen Festigkeitsformeln wird diesem Factum nicht Rechnung getragen, da dasselbe erst nach dem Beginne des Bruches, auf welchen sich die Stabilitätsuntersuchungen beziehen, zur Geltung kommt. Obige Betrachtungen erklären die bei dem Versuchsbogen beobachteten Erscheinungen, wir werden aber sehen, daß nach Eintritt des ersten Bruches sich nicht die stärkste Compression in c′ (Fig. 7), sondern in einem um 30 cm darüber liegenden Punkte c bildete. Die auf die Widerstandsfähigkeit des Materiales bezüglichen Rechnungen und was sich sonst auf meine Erörterungen bezieht, findet sich in No. 16, ich will aber immer hier bemerken, daß nach Eintritt des Zerreißens die Spaltung in der Scheitelfuge sich nur um 3 cm verlängerte, indem sie im unteren Querschnitte bei 7 cm von der inneren Wölbfläche aufhörte, und daß im Stande der höchsten Belastung der unversehrte Theil der Scheitelfuge noch 5 cm lang war, an den Schenkeln aber 6,5 cm.

Die gesammelten Beobachtungen zeigen, daß das Princip in der Bruchfuge dahin wirkt, das Gleichgewicht in einem sich selbst überlassenen Gewölbe nach der Ausrüstung herzustellen, und daß selbst im definitiven Gleichgewichtszustande der Druck nicht nur in der Schlußfuge auf der Seite der inneren Wölbfläche und in den Bruchfugen an den Schenkeln auf der Seite der äußern Wölbfläche Null ist, sondern daß auch in diesen Fugen der Druck nur auf einen Theil der Fläche vertheilt ist, während der Rest Nichts zur Festigkeit beiträgt und gar keine Kraft aufnimmt. Dieses bei den Stichbogengewölben deutlich hervortretende Phänomen wird auch, aber in geringerem Grade, bei den halbkreisförmigen Gewölben sichtbar, indem sich hier die beiden aneinanderstoßenden Keile, welche durch die Bruchfuge geschieden werden, gleichsam in der inneren Laibung berühren, wo die Dicke der Mörtelfuge fast verschwindet, während sie außen unvermindert ist. Die beiden Lagerflächen, welche anfangs parallel oder nahezu parallel waren, zeigen sich nach dem Ausrüsten gegeneinander mehr oder weniger geneigt.

rartige Thatsachen müssen eine Modification der zeit-
ichen Annahme über die Vertheilung der Pressungen
Gewölben und über die wirkliche Lage der Curve der
zur Folge haben, sie zeigen aber auch, daß der den
nd aufnehmende Theil der Bruchfugen keineswegs
is 4^{cm} herabsinkt, wie Dupuit annimmt. Es finden
rdings Gewölbe, bei denen die Prüfung der Stabi-
f die Annahme führen müßte, daß der Druck in
inzigen Punkte concentrirt sei und dieserhalb die zu-
Belastung weit überschreite, ohne daß dieselben sich in-
igen, es ist dies indessen nur ein scheinbares Para-
welches auf einer ungenügenden Beachtung aller die
ät eines Gewölbes beeinflussenden Umstände beruht.
s darzuthun, wollen wir auf die in No. 5 gemachte
setzung zurückgreifen, wonach in der äußern Wölb-
ber der Bruchfuge eine eiserne Klammer befestigt sein
die Drehung zu verhindern und den Schub nahezu
en. Denkt man sich nun ein solches Gewölbe mit
inger Stärke und so ausgeführt, daß ohne Rücksicht
Klammer eine einzige Mittellinie des Druckes mög-
e, so wird diese nothwendig in irgend einem Punkte
re Wölblinie tangiren, und wenn wir dann hiernach
rke des Druckes in diesem Punkte ermitteln, so werden
en, daß sie bedeutend höher ausfällt, als die Festigkeit
terials, obschon das Gewölbe vollkommen stabil sein
da der wirkliche Gewölbschub und somit der betrach-
uck viel geringer sein würde, als nach der Rechnung.
ber nicht die Anker, welche so häufig in die gemauerten
eingelassen werden, um die Drehung zu hindern, eine
nliche Wirkung, als die eben besprochene Klammer?
hmen wir ein Beispiel an einem ausgeführten Bau-
ämlich von dem Viaduct bei Desenzano in der Eisen-
on Mailand nach Venedig, welcher aus Spitzbögen
,5^{m} Spannweite und 15,00^{m} Höhe besteht, deren nor-
tärke im unteren Theile 1,25^{m}, dann 1,15^{m} und in
itze 0,95^{m} beträgt. Untersucht man nun die Stabi-
ingungen dieser Bögen, so findet man, daß Gleich-
nur in einer Weise möglich ist, da die einzige Mittel-
Druckes die innere Wölblinie in der untern Bruchfuge

Der Schlußstein ist aus Granit, das übrige Gewölbe
n Ziegeln und der Schub beträgt 24354^{k} pro lau-
Meter Gewölbe oder 243,54^{k} für eine 1^{cm} breite
Daß der Schlußstein diesem Gewölbschube zu wider-
ermag, ist nicht zu bezweifeln, aber können auch die
in den andern Fugen demselben widerstehen? Sicher
nd trotzdem steht nicht nur dieser Viaduct noch, son-
brausen auch täglich Eisenbahnzüge darüber hin. —
Wunder erklärt sich aber dadurch, daß jeder Bogen
eiserner Anker verstärkt ist, welche die Bedingungen
ichgewichts in ganz anderer Weise gestalten, als bei
rechnung vorausgesetzt wurde.

Bei Brücken treten noch ganz andere Widerstandselemente ins Spiel, welche ebenfalls nicht berechnet werden. Wenn die Ausfüllung zwischen zwei aneinanderstoßenden Bögen mittelst dünner Mauern und Gewölbe, wie beim Viaduct von Desenzano, bewirkt wird, und noch mehr, wenn an den Gewölbschenkeln auf eine gewisse Höhe eine massive Ausfüllung mit untereinander verschränkten Werkstücken hergestellt wird, so spannen sich die Gewölbe gegeneinander, das Streben nach Drehung wird verhindert und der Gewölbschub aufgehoben. Unter solchen Verhältnissen können die Pressungen ohne Nachtheil auf einen Punkt concentrirt werden, da sie weit geringer ausfallen als nach der Rechnung, ja es werden die Pressungen zum Theil von den accessorischen Constructionen aufgenommen.

Ein anderes durch den Namen des berühmten Erbauers, Perronet, bekanntes Beispiel bietet die Brücke von Neuilly, deren innere Wölblinie ein Oval mit 39^{m} Spannweite, 9,75^{m} Pfeilhöhe und 1,62^{m} Stärke im Schlußstein ist. Während der Erbauung des Bogens, welche auf einem polygonalen Gerüste erfolgte, senkte sich der Scheitel um 0,61^{m}, während des Ausrüstens um 0,19^{m} und den Tag darauf um 0,03^{m}, endlich nach Aufbringung der Fahrbahn noch um 0,08^{m}, also zusammen um 0,91^{m}. Scheffler findet bei der Prüfung dieses Bauwerkes, daß der Bogen keine ganze Mittellinie des Druckes enthalten könne; die Curve, welche durch den Scheitel m geht (Fig. 8) und die innere Laibung in c tangirt, geht gegen das Widerlager hin aus dem Bogen hinaus, das Gewölbe müßte also durch Drehung und Zerdrückung der Steine zusammenstürzen und dennoch ist dies nicht geschehen. Dies beweist, daß der Druck gegen das Widerlager hin von der Uebermauerung der Bogenschenkel aufgenommen wird und daß die wirkliche Curve nicht nc ist. Weil der unter der Bruchfuge cd liegende Theil des Bogens durch die Uebermauerung gegen Umsturz gehindert ist, so gehört derselbe in der That zum Widerlager und das eigentliche Gewölbe beginnt erst bei cd. Wollte man unter diesen Umständen in der Scheitelfuge einen Punkt n unter m annehmen und einen passenden Gewölbschub einführen, so könnte man eine Curve nqr erhalten, welche ganz im Innern des Bogens läge. Es ist also eine Mittellinie des Druckes möglich, welche der vollkommenen Stabilität entspricht. Die Form der innern Wölbfläche ist unzweifelhaft fehlerhaft, aber die Ausfüllung der Gewölbwinkel hilft in diesem, wie in vielen andern Fällen dem Fehler ab.

Man sieht also, daß es Beispiele genug von stabilen Bauwerken giebt, deren Berechnung nach der zeitherigen Methode darauf führen würde, daß der Druck irgendwo in einem Punkte concentrirt sei. Dieses Ergebniß rührt davon her, daß bei der Berechnung einige für das Gleichgewicht der Construction wichtige Elemente nicht mit berücksichtigt werden, wie eiserne Anker, Uebermauerungen und dergl. Andererseits

ist es aber klar, daß der Bruch unvermeidlich erfolgen muß, wenn der in einem Punkte stattfindende Druck nahe an der Festigkeitsgrenze steht. Die bei derartigen Bauwerken verwendeten Materialien sind compressibel und besitzen eine beschränkte Festigkeit; überschreitet der auf ihnen lastende Druck ein gewisses Maaß, so geben sie nach, indem sie etwas comprimirt werden; liegt dieser Druck innerhalb einer gewissen Grenze, so ist die Zusammendrückung keine bleibende und hört auf, wenn die Last aufhört; ist der Druck aber stärker, so wird die Zusammendrückung eine bleibende. Wenn überdies bei Beginn der Action eine gewisse Kraft nöthig ist, um eine permanente Zusammendrückung zu erzeugen, so ist schon eine geringere Last dazu hinreichend, wenn sie längere Zeit andauert, und muthmaßlich ist bei sehr langer Zeit, z. B. im Laufe der Jahrhunderte, schon eine geringe Kraft, vielleicht sogar das eigene Gewicht, hinreichend, um permanente Deformationen hervorzurufen. Hieraus erklärt sich der Ruin so vieler alter hervorragender Monumente, welche sonst keinen zerstörenden Einflüssen ausgesetzt waren, als der Witterung, den Wucherpflanzen und den inneren Reactionen. Die Witterungseinflüsse, wie Kälte und Feuchtigkeit, wirken nämlich theils chemisch, theils mechanisch ein, aber hauptsächlich nur auf die äußere Oberfläche, und dasselbe läßt sich von den Pflanzen, den Moosen und Parasiten sagen, deren Einfluß kaum bis auf die Lager der Steine reicht, in denen blos die inneren Kräfte thätig sind. Das bekannte Sprichwort gutta cavat lapidem ist vielleicht mit gleichem Rechte auf die unausgesetzte Wirkung der in einem Bauwerke thätigen inneren Kräfte anzuwenden.

Um noch einmal zu unsern Beispielen zurückzukehen, so zeigen die in den Nummern 6, 7, 8 und 10 vorgeführten Fälle, daß der unversehrte Theil der Bruchfugen bedeutend größer ist, als Dupuit annimmt; er betrug bei der Brücke zu Nemours 33, bei der Olonabrücke 29 bis 34 und bei dem Cementbogen 6,5 cm.

13) Ueberblicken wir nun die bezüglich des Ausrüstens gemachten Bemerkungen, um zu versuchen, ob nicht die Compressibilität und Elasticität der Materialien, vereint mit dem Princip der Bruchfuge benutzt werden können, um eine den Thatsachen besser entsprechende Lösung der Frage über das definitive Gleichgewicht zu finden.

Es wurde bemerkt, wie im ersten Augenblick, wo das Gewölbe sich selbst überlassen ist, die beiden Hälften aufeinander drücken und den Gewölbschub erzeugen, und wie diese Kraft davon herrührt, daß jede Bogenhälfte das Bestreben hat, sich um einen Punkt der inneren Laibung zu drehen. Sobald der Schub so stark geworden ist, daß Gleichgewicht eintritt, so kann er nicht weiter wachsen und die Pressungen in jeder Fuge haben dann auch einen definitiven Werth angenommen, der weder zu- noch abnehmen kann. In diesem Momente wird die Mittellinie des Druckes bei halbkreisförmigen Gewölben die innere Wölblinie in einem Punk rühren, bei Stichbögen durch die innere Kante des B lagers hindurchgehen, und der Schub wird in demje Punkte der Scheitelfuge angreifen, welcher durch die puit'sche Formel (3) bestimmt wird. Es findet dan Punkte c (Fig. 1) eine Zusammendrückung der Mörtel c c d d statt (Fig. 14) und ebenso in den nächst oberen F wodurch die Drehungskante in eine kleine Fläche über die mit dem Fortschreiten des Druckes nach weiter von innern Wölblinie abstehenden Punkten immer größer Indem sich der Punkt c senkt, erfährt die Fuge eine hung, in Folge deren sie verschiedene Lagen wie c'd' zuletzt eine definitive Lage annimmt. In Uebereinstim mit dieser Bewegung öffnet sich die Fuge mehr oder we nach oben und tritt ein gleichzeitiges Sinken der Scheit ein, welches allmälig den Druck in der äußern Wölb nämlich bei n verstärkt oder den Punkt p hinaufrückt. so wie der der Curve p c entsprechende Gewölbeschub der liche ist und weder zu- noch abnehmen kann, so muß a scheinlich für jede Lage p' c', welche die Mittellinie des Dr definitiv annehmen mag, diese parallel zur ursprüng Lage p c sein. Es steigt also bei der betrachteten Bew die Curve der Drucke im Gewölbe in die Höhe, wodurc Druck in c allmälig ab- und derjenige in n allmälig zun wo wird sie nun aber zuletzt stehen bleiben, und w Werth wird der Druck in c oder n annehmen?

Nehmen wir an, daß in einem Gewölbe der Bru gleich in drei Fugen erfolge, was der Erfahrung ent und betrachten wir einen Bogen von einer gewissen citát, wie der von mir probirte. Wenn der Bruch Zug erfolgt, so wird dies ein Zeichen sein, daß der Zug pro Einheit in den Enden der drei Fugen der Fe gleich gewesen ist. Denken wir uns nun das Gewöl zum Zerdrücken belastet, so wird im Augenblick des Ein der größte Druck pro Einheit in drei Punkten gleic Wenn das Gewölbe also in zwei verschiedenen Zus dieselbe höchste Inanspruchnahme in drei Punkten zeigt, wir dann nicht annehmen, daß auch in jedem dazwische genden Zustande dasselbe stattfinden werde?

Das Nachgeben eines progressiv immer mehr bel Gewölbes muß in allen Punkten progressiv und contin stattfinden, also auch in den Bruchfugen. Wenn som größte Druck pro Einheit im Augenblick des Einsturzes ist, so wird dies auch im vorausgehenden Zustande de sein, und wenn der Druck vielleicht nicht ganz genau d wäre, so kann er doch nur wenig verschieden sein. man z. B. an, daß derselbe in c größer wäre als in daß er in n bedeutend geringer wäre, wenn er in c die Festigkeitsgrenze erreicht hätte, dann müßte der Dr n plötzlich wachsen, wenn das Gewölbe einstürzte, dies spricht aber jeder rationellen Hypothese; denn wie soll

n in n sprungweise geschehen, wenn es doch in c all-
vor sich geht. Ueberdies müßte dem plötzlichen Wachsen
ruckes im Scheitel eine Hebung des Mittelpunktes des
s entsprechen. Nun wird aber der Gewölbschub gleich,
oder kleiner als im vorigen Zustande sein; ist er gleich
eringer, so muß der Druck in c (Fig. 1) abnehmen,
en Falle, weil die Curve sich von c entfernen würde,
iten Falle, weil dem eine Resultante von geringerer
ität entspräche, was absurd ist. Wäre dagegen der
größer, so würde sich die Curve noch mehr von c
en, der Druck in c würde abnehmen und das Gewölbe
usammenstürzen.

Denn also der Flächendruck an den Kanten der drei
ugen im Augenblick vor dem Einsturze ein abweichender
lte, so kann der Unterschied nur gering sein, und so
s in jedem vorausgehenden Zustande sein. Es erscheint
rationell, anzunehmen, daß die definitive Lage der Mit-
des Druckes diejenige ist, für welche der Druck auf
icheneinheit in den Kanten der drei Bruchfugen gleich
usfällt.

Diese Annahme setzt voraus, daß die Materialien com-
l und in den Bruchfugen von gleicher Beschaffenheit
a sonst die bezeichnete Bedingung nicht erfüllt werden
, auch muß der Mörtel in den drei Fugen gleich be-
sein.

Wir werden nun sehen, daß unter allen Lagen, welche
rve pc bei ihrer Verschiebung einnehmen kann, die-
wo der Druck in n und c gleich ist, dem größten
eschube, der bei dieser Curve möglich ist, entspricht.
That, wenn R der Druck pro Einheit in c und R'
ze in n ist und $R > R'$, R aber nahe gleich dem
itsmodul wäre, und man legte noch etwas Gewicht auf,
de in c die Festigkeitsgrenze erreicht werden und der Ein-
folgen. Wäre dagegen $R < R'$, so würde diese Grenze
rreicht werden, als im Scheitel; ist endlich $R = R'$,
n man das Gewölbe noch weiter belasten, ehe die
des Zerdrückens eintritt, und es wird dies die größte
e Kraft sein, weil jede weitere Mehrbelastung unfehl-
n Einsturz bewirken würde.

twas Aehnliches findet bei dem in vier Punkten A, B,
D gestützten Balken (Fig. 9) statt. Bekanntlich bietet
n Balken den größten Widerstand dar, wenn das Ver-
zwischen den Weiten AB und BC so genommen
daß der Bruch gleichzeitig in den drei Mittelpunkten
und p erfolgt. Die Bedingung, welche dieses größte
tandsmoment bewirkt, ist Gleichheit des Querschnittes
lkens in den drei Bruchfugen. Betrachten wir nun ein
e, so ist es klar, daß der größte Druck in den Kanten
i Bruchfugen nicht gleich sein könnte, wenn nicht der
Druck in denselben unabhängig von ihrer effectiven
wäre; denn wenn man die Stärke einer der Fugen
nur um wenig vergrößerte, so müßte die Resultante eine
Vermehrung oder Abnahme an Intensivität erfahren, und
der angegebenen Bedingung könnte nicht Genüge geschehen.

Wenden wir uns nun zu einem Gewölbe, welches in
Folge der Güte des angewandten Cementes einen gewissen
Widerstand gegen Zug zu leisten vermag, so sehen wir, daß
im normalen Zustande und so lange die Cohäsion noch nicht
zerstört ist, der Druck pro Einheit in jeder Fuge von ihrer
Stärke abhängig ist, da sie im Ganzen Widerstand leistet,
daher kann die Bedingung der Gleichheit der specifischen
Drücke in drei Punkten im Allgemeinen nur für den Augen-
blick des Bruches durch Zug wahr sein. Von diesem Augen-
blicke an leisten aber die Bruchfugen nur theilweise Wider-
stand und daher ist der Druck auf dieselben unabhängig von
der Länge der Fuge und es läßt sich daher die Bedingung
der Gleichheit der Drücke realisiren.

Wenn das Gewölbe nicht oder nur in sehr geringem
Grade einem Zuge Widerstand leisten kann, wie es gewöhn-
lich der Fall ist, so functioniren die Bruchfugen unmittelbar
nach dem Ausrüsten nur theilweise und ihre Fläche ist ohne
Einfluß auf die Intensität des Maximaldruckes und auf die
Länge der Widerstand leistenden Fläche. Auch ist die Stärke
des Aufklaffens in der äußeren Wölbfläche dem Abstande der
Fuge proportional, woraus man erkennt, daß große Abstände
den Fugen mehr nachtheilig, als nützlich sind. Man beachte
Beispielsweise, daß bei der Brücke von Nemours, wo die
Bruchfuge 2,1 mm lang war, der widerstehende Theil nur 33 cm
betrug, während bei der Brücke von Olona, wo diese Fuge
1,1 m lang war, der widerstehende Theil 29 bis 34 cm maß.
Hierin liegt auch ein anderweites Argument zu Gunsten der
Substitution von verticalen Fugen an Stelle der gewöhnlich bei
der Rechnung angenommenen. Der wichtigste Einwand, den
man dagegen machen kann, ist der, daß dabei die Mittellinie
des Druckes von der Form der äußern Wölblinie unabhängig
erscheint, allein dies zeigt sich ja eben in den Bruchfugen
bestätigt, folglich modificirt diese Substitution die Gleichge-
wichtsbedingungen des Gewölbes nicht.

14) Sehen wir nun, wie sich bei als bekannt voraus-
gesetzter Bruchfuge die definitive Lage der Mittellinie des
Druckes nach Maaßgabe der vorstehend auseinandergesetzten
Bedingung bestimmen läßt. Sei pq'q (Fig. 10) eine belie-
bige Mittellinie des Druckes und c'd' eine Fuge, welche den
Winkel α mit der Verticalen bildet. Sei p'r' die durch den
Schwerpunkt des Bogens c'd'nm gehende Verticale, welche
in o die Richtung des Gewölbeschubes trifft, und stelle p'o
das Gewicht des Gewölbestückes dar. Zieht man die Hori-
zontale p's', so giebt os' die Resultante N in der Fuge c'd'
nach Richtung und Größe. Seien ferner Q und P der
Schub und das Gewicht des Gewölbestückes c'd'nm, so
hat man:

$$N = \sqrt{P^2 + Q^2}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

$$P = Q \operatorname{tg} \beta, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

$$N = \frac{Q}{\cos \beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Wird nun durch o eine Parallele zur Fuge c′d′ gezogen und der Punkt s′ darauf projicirt in g, so hat man:

$$\sphericalangle g s' o = \alpha - \beta,$$

und wenn T die zur Fuge normale Componente von N bedeutet, welche durch g s′ repräsentirt wird,

$$T = N \cos(\alpha - \beta) = \frac{Q}{\cos \beta} \cos(\alpha - \beta). \quad . \quad . \quad (7)$$

Sind nun ferner d und d′ die Abstände des Angriffspunktes dieser Resultante in der Scheitelfuge und in der Fuge c′d′ von n und c′, so werden nach der gewöhnlichen Hypothese über die Vertheilung der einfachen Pressungen 3 d und 3 d′ die Widerstand leistenden Theile der Fugen m n und c′d′ sein und die größte Pressung pro Einheit in diesen Fugen wird das Doppelte des mittleren Werthes, also $\frac{2Q}{3d}$ und $\frac{2T}{3d'}$ betragen, oder wenn man mit r und r′ diese auf die Einheit bezogenen Drücke bezeichnet,

$$r = \frac{2Q}{3d} \text{ und } r' = \frac{2T}{3d'} = \frac{2Q}{\cos \beta} \frac{\cos(\beta - \alpha)}{3d'} \quad . \quad . \quad (8)$$

Der größere Werth von r′ entspricht derjenigen Bruchfuge, in welcher die Curve der Drücke der inneren Wölblinie näher liegt, als in jeder andern Fuge zwischen Scheitel und Widerlager. In dem Punkte aber, wo die Curve normal zum Radius der inneren Wölbung steht, hat sie den geringsten Abstand von ihr, denn, wenn man sich die Curve parallel zu sich selbst längs des Radius verschoben denkt, so muß sie die innere Wölblinie in einem einzigen Punkte tangiren. Die Tangente an die Mittellinie des Druckes ist in diesem Punkte normal zu demselben, also $\alpha = \beta$, und die Curve ist normal zur Bruchfuge. Sei $c_0 d_0$ diese Fuge, α_0 der Winkel, den sie mit der Verticalen macht, und r_0 die größte Pressung pro Flächeneinheit in c_0, endlich $q c_0 = d_0$, so wird nach (8)

$$r_0 = \frac{2}{3} \frac{Q}{d_0} \frac{1}{\cos \alpha_0} = \frac{2Q}{3 d_0 \cos \beta_0}$$

und nach dem Princip der Gleichheit der Drücke muß $r = r_0$, also

$$d = d_0 \cos \alpha_0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

sein, d. h. wenn die Verticalprojection des widerstehenden Theiles der Bruchfuge an den Schenkeln gleich ist dem widerstehenden Theile der Scheitelfuge, so hat das Gewölbe in 3 Punkten denselben größten Druck pro Flächeneinheit.

Man beachte ferner, daß in jeder Lage der Curve

$$c + m = b + s, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

wenn m die Pfeilhöhe bedeutet. Da aber in der ursprünglichen Lage die Curve zum Radius $c_0 o$ (Fig. 11) normal ist, so wird sie dies auch bleiben während ihrer verticalen Verschiebung. Sind q_0 und q die definitiven Mittelpunkte des Druckes auf die Fuge $o c_0$ und die Scheitelfuge, so müssen die Durchgangspunkte h h′ der in c_0 und q_0 auf dem Radius errichteten Normalen mit den Horizontalen in p und q sich auf einer Verticalen befinden, welche durch den Schwerpunkt der über der Bruchfuge liegenden Bogenhälfte geht. Errichtet man nun noch in c_0 eine Verticale, welche die Gerade $q_0 h'$ in u schneidet, so wird:

$$q_0 u = h h' = p p' = c - d.$$

Es ist aber

$$q_0 u = \frac{q_0 c_0}{\cos \alpha_0}, \text{ daher}$$

$$c - d = \frac{d_0}{\cos \alpha_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

und da nach (9)

$$d_0 = \frac{d}{\cos \alpha_0} \text{ ist,}$$

$$c - d = \frac{d}{\cos \alpha_0^2}, \text{ oder}$$

$$d \left[\frac{1}{\cos \alpha_0^2} + 1 \right] = d \left[2 + \operatorname{tg} \alpha_0^2 \right] = c \text{ und}$$

$$d = \frac{c}{2 + \operatorname{tg} \alpha_0^2},$$

woraus durch Substitution des bekannten Werthes von c folgt:

$$d = \frac{1}{2 + \operatorname{tg} \alpha_0^2} \cdot \frac{3b + s}{2b + s} \cdot \frac{s}{3} \quad . \quad (12)$$

Dies im Verein mit $d = \frac{d_0}{\cos \alpha_0}$ bestimmt die Lage der Curve vollständig.

Wenn das Gewölbe stichbogenförmig ist, so liegt die Bruchfuge im Widerlager und wenn man mit α_0 und β_0 den Winkel der Fuge gegen die Lothlinie, sowie den Winkel der Resultante mit der Horizontalen, und mit d_0 wie vorher den Abstand des Mittelpunktes des Druckes von der inneren Kante bezeichnet, so ergiebt sich der größte Druck im Widerlager:

$$r_0 = \frac{2}{3} \frac{Q_0}{d_0} \frac{\cos(\beta_0 - \alpha_0)}{\cos \beta_0},$$

während derjenige im Scheitel ist

$$r = \frac{2}{3} \frac{Q}{d}.$$

Aus der Gleichsetzung dieser Drucke folgt:

$$\frac{1}{d} = \frac{1}{d_0} \frac{\cos(\beta_0 - \alpha_0)}{\cos \beta_0} \text{ oder}$$

$$d_0 = d \frac{\cos(\beta_0 - \alpha_0)}{\cos \beta_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

und wenn dieser Werth in (10) eingesetzt wird

$$c - d = \frac{d_0}{\cos\alpha_0} \frac{\cos(\beta_0 - \alpha_0)}{\cos\beta_0} \text{ und}$$

$$d\left[\frac{\cos(\beta_0 - \alpha_0)}{\cos\alpha_0 \cos\beta_0} + 1\right] = d\,[2 + \operatorname{tg}\alpha_0 \operatorname{tg}\beta_0] = c = \frac{s}{3}\,\frac{3b+s}{2b+s'}$$

her endlich

$$d = \left(\frac{1}{2 + \operatorname{tg}\alpha_0 \operatorname{tg}\beta_0}\right)\frac{s}{3}\cdot\frac{3b+s}{2b+s'}, \quad (14)$$

as in Verbindung mit (13) die neue Lage der Curve vollständig bestimmt. Uebrigens ergiebt sich aus (14) für $-\beta_0$ die Gleichung (13).

Die erste Bedingung des Gleichgewichts eines Gewölbes läuft also bei halbkreisförmigen Gewölben auf die Aufsuchung der Bruchfuge hinaus, welche durch Probiren auf verschiedene Weise gefunden werden kann, während sie bei Stichbogengewölben von vornherein bekannt ist.

15) Wir wollen diese Formeln auf die Brücke über den Alona (No. 7) anwenden, für welche

$$a = 5{,}0^{m}, \qquad b = 1^{m} \quad \text{und} \quad s = 0{,}6^{m}$$

war. Man erhält aus (3)

$$c = 0{,}2768^{m}.$$

Die auf dem Gewölbe liegende Belastung betrug 1320[k] pro Quadratmeter und dieselbe war über die mittlere Partie des Gewölbes auf 5,6[m] Länge vertheilt (Fig. 12). Das Eigengewicht ist mit 2200[k] pro Cubikmeter anzusetzen und es läßt sich also die Uebermauerung durch eine Masse rstn von gleicher Dichtigkeit mit dem Gewölbe ersetzen, begrenzt durch einen zu rn parallelen Bogen st, dessen Abstand tn gegeben wird durch:

$$tn = \frac{1320}{2200} = 0{,}6^{m}.$$

Wenn a die halbe Sehnenlänge,
b die Pfeilhöhe und
r den Radius

bedeutet, so berechnet sich

$$r = \frac{a^2 + b^2}{2b} = \frac{25+1}{2} = 13^{m}$$

und

$$\left.\begin{aligned}\sin\alpha_0 &= \frac{5}{13} = 0{,}3846\\ \cos\alpha_0 &= \frac{12}{13} = 0{,}923\\ \operatorname{tg}\alpha_0 &= 0{,}4166\end{aligned}\right\}\ \alpha_0 = 22^{0}\,37'.$$

Denken wir uns das Gewölbe in der durch c gehenden Verticalen aufhörend und sehen wir der Kürze halber sowohl die innere als die äußere Wölblinie für Parabeln an, so erhalten wir für die Fläche des Bogens

$$A = \frac{1}{3}.5{,}00.0{,}6.5{,}00 + 0{,}6.2{,}80 - \frac{1}{3}.0{,}4.5{,}00 = 5{,}68^{qm},$$

für das Moment aber

$$M = \frac{5}{4}.1{,}666 + 2{,}5.3{,}00 - \frac{5}{4}.0{,}666 + 3{,}60.1{,}68 = 14{,}798,$$

und hieraus für den Hebelsarm in Bezug auf c

$$p = \frac{M}{A} = \frac{14{,}798}{5{,}68} = 2{,}605^{m}.$$

Aus (10) ergiebt sich

$$0{,}2768 + m = 1{,}00 + 0{,}6,$$

daher ist die Bogenhöhe der Mittellinie des Druckes

$$m = 1{,}3232^{m}.$$

Zieht man nun durch p im Abstande $c = 0{,}2768$ vom Scheitel eine Horizontale und im Abstande $p = 2{,}605$ von c die Verticale rs, so erhält man den Schnittpunkt o und co giebt die Richtung der Resultante N, deren Neigung gegen den Horizont β_0 gefunden wird durch

$$\operatorname{tg}\beta_0 = \frac{m}{p} = \frac{1{,}3232}{2{,}605} = 0{,}5582.$$

So ist $\beta_0 = 26^{0}\,57'$, $\cos\beta_0 = 0{,}8914$, $\cos(\beta_0 - \alpha_0) = 0{,}997$ und es folgt nun nach (14) und (13)

$$d = 0{,}125 \quad \text{und} \quad d_0 = 0{,}1375.$$

Die Widerstand leistende Länge der Schlußfuge ist also $3d = 0{,}375$ anstatt $0{,}60^{m}$ und diejenige des Widerlagers $3d_0 = 0{,}412$, auch berechnet sich der größte Druck im Scheitel

$$r = \frac{2Q}{3d} = 5{,}333\,Q$$

und in der Widerlagsfuge

$$r_0 = \frac{2Q\cos(\beta_0 - \alpha_0)}{3d_0\cos\beta_0} = 5{,}339\,Q$$

und da der Horizontalschub Q sich aus der Gleichung $Qm = M.2200$ auf $Q = 24574^{k}$ berechnet, so folgt

$$r = r_0 = 13{,}09^{k} \text{ pro Quadratcentimeter.}$$

Der Versuchsbogen von Souppes war aus Kalkstein von einer Dichtigkeit von 1845[k] pro Cubikmeter und 400[k] Festigkeit pro Quadratcentimeter gefertigt. Stellt man für diesen dieselben Rechnungen auf unter Annahme einer gleichförmig auf den Rücken vertheilten Belastung mit 1656[k] pro Quadratmeter, so erhält man:

$$A = 34{,}09,$$
$$M = 305{,}3835,$$
$$\frac{M}{A} = p = 8{,}958,$$
$$c = 0{,}3778,$$
$$m = 1{,}5422,$$
$$r = 85{,}66,$$
$$\sin\alpha_0 = 0{,}2211, \quad \alpha_0 = 12^0\,47',$$
$$\tang\beta_0 = 1{,}7215, \quad \beta_0 = 59^0\,51',$$
$$\beta_0 - \alpha_0 = 47^0\,4',$$
$$d = 0{,}158,$$
$$d_0 = 0{,}214,$$

Hiernach besaß der Widerstand leistende Theil der Scheitelfuge $3\,d = 0{,}474$ anstatt $0{,}8^m$ und derjenige im Widerlager, wo die Fuge auf 5^{cm} leer blieb, $3\,d_0 + 0{,}05 = 0{,}692$ anstatt $1{,}10^m$ Länge.

Diese Ergebnisse scheinen mir hinlänglich zu erklären, warum die Auflagerfuge sich nicht sichtlich geöffnet hat. Begreiflicherweise wird bei sehr sorgfältiger Construction, bei Anwendung dünner Mörtelfugen und guten Mörtels sich nur eine unmerkliche Drehbewegung einstellen. Andrerseits konnte in der äußern Wölblinie bei der Widerlagerfuge sehr wohl die Cohäsion existiren, weil unter der Voraussetzung, daß der Mittelpunkt des Druckes um 5^{cm} von der äußern Kante abstehe, die größte Zugkraft nicht 5^k pro Quadratcentimeter überschritten haben würde.

16) Auch bezüglich des in No. 10 beschriebenen Cementgewölbes wollen wir die Rechnung aufstellen, wobei ich den Bogen nach einander in seinen drei verschiedenen Zuständen, d. h. im normalen Zustande kurz vor Entstehung des Bruches durch Zug, dann in dem unmittelbar darauf folgenden Zustande und endlich im Zustande der stärksten Belastung betrachte.

Ueber das erste Stadium läßt sich aus den Versuchsergebnissen Nachstehendes folgern. Ist O'B'' (Fig. 13) eine Fuge von der Länge s, in welcher die einer normal dazu gerichteten Kraft Q' entsprechende Pressung im Abstande u von der Mitte o der Fuge angreift, so repräsentirt die Gerade O''B' die Vertheilung des Druckes auf jeden Punkt, d. h. ihre Ordinaten von s aus geben die Intensität des Druckes von A'' bis B'' und diejenige des Zuges von O' bis A'', und es findet sich der Abstand t zwischen der Kante, in welcher der Druck am größten ist (R), und derjenigen, wo er Null ist, aus

$$t = \frac{s}{12u}(s + 6u), \quad u = \frac{s}{6}\,\frac{1}{2t - s}. \qquad (16)$$

Für $u = \frac{s}{6}$ wird $t = s$.

In dem auf den Bruch folgenden Augenblicke schloß sich die Scheitelfuge bei 3^{cm} Abstand von der inneren Wölbfl[...] doch war dieselbe in Folge der bereits erwähnten ger[...] Verdrehung des Bogens auf der andern Stirn noch [...] wahrzunehmen, woraus zu folgern ist, daß der Gewölbe[...] nicht genau in der Mittelebene des Bogens wirksam ge[...] ist, und daß die Pressungen pro Einheit auf der einen St[...] seite größer waren, als auf der andern, zumal auch in [...] untern Bruchfuge zu bemerken war, daß sie auf einer [...] tiefer war als auf der andern. Beim weitern Fort[...] der Belastungsprobe verbreitete sich der Spalt auch [...] andere Seite und im Zustande der höchsten Belastung [...] nahezu identische Erscheinungen vorhanden. Die St[...] Scheitel betrug $9{,}5^{cm}$, also der Widerstand leisten[...] $9{,}5 - 3{,}0 = 6{,}5^{cm} = t$ und es folgt aus (16)

$$u = -4{,}297^{cm},$$

wo das negative Zeichen bedeutet, daß u in der ent[...] setzten Richtung zu o zu nehmen ist, als t. Der Sch[...] also in der Scheitelfuge im Abstande $\frac{s}{2} - u = 0{,}4$[...] der Außenfläche an. In der durch Zug gebildeten [...] fläche an den Gewölbschenkeln zwischen den Theilpunkt[...] und 4 ist

$$s_1 = 20^{cm}, \quad \cos\alpha = 0{,}76848, \quad \alpha = 49^0\,57'$$

daher folgt aus (2) der größte Zug r oder geringste [...] im Scheitel

$$r = \frac{Q}{s}\left(1 - \frac{6u}{s}\right) \text{ und } r' = \frac{Q}{s'\cos\alpha}\left(1 - \ldots\right.$$

und da diese im Moment des Bruches gleich sein [...] so wird

$$u' = 12{,}53^{cm}$$

und der Widerstand leistende Theil der Fuge nach (16)

$$t = 12{,}66^{cm}.$$

Da die neutrale Axe diese Lage hatte, so mu[...] Spalt bei $20 - 12{,}66 = 7{,}34^{cm}$ Abstand von der [...] seite aufhören, was der wirklich beobachteten Thatsa[...] nahe enspricht. Die Mittellinie des Druckes ging [...] dem Bruche durch die innere Wölblinie bei der unter[...] aus dem Bogen heraus, weil der Mittelpunkt des Dru[...]

$$\frac{s'}{2} - u' = -2{,}53^{cm}$$ unter der inneren Wölbfläche la[...]

Das Nachgeben des Scheitels betrug damals 5^{cm}[...] kurz vor dem Bruche nur $1{,}8^{cm}$, und wenn man diese[...] stand berücksichtigt, so findet sich der Abstand zwischen [...] Innenseite der Bruchfläche und der Horizontalen, welche [...] die Innenseite des Scheitels gelegt werden kann, gleich 1[...] also die Bogenhöhe der Mittellinie des Druckes (in Figur [...] sind die Gewölbstärken übertrieben gezeichnet)

$$m = 1{,}2 + 0{,}0253\cos\alpha + \frac{1}{2}\cdot 0{,}095 + 0{,}04297 = 1{,}30\ldots$$

Die Fläche des über der Bruchfuge liegenden Gew[...]

10 April 1872.

vorne

hinten

Fig. 3.

27. August 1872.

vorne

hinten

Fig. 10.

420
429
429
445
407
365
75

nten

vorne

28. August 1872.

vorne

hinten

Fig. 11.

Verlag von Arthur Felix in 1

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, W

$$R = \frac{2T}{420} = 72{,}04^{k},$$

während im Scheitel $75{,}28^{k}$ oder nur 3^{k} mehr gefunden wurde. Es fand also in den drei Punkten fast genau der gleiche Druck statt.

Wenn wir jetzt die Mittellinie des Druckes hinabzuschieben versuchen wollten, so daß sie in c_0 tangirte, so müßte sie nahe bei dem durch die Dupuit'sche Formel (3) gegebenen Punkte durch die Scheitelfuge hindurchgehen. Für c_0 ist $b = 1^{m}$, $s = 0{,}095$, daher

$$c = \frac{s}{3} \cdot \frac{3b + s}{2b + s} = 0{,}0468. \quad . \quad . \quad (\alpha)$$

Die Bogenhöhe in Bezug auf den Mittelpunkt des Druckes v ergiebt sich

$$rs = c_0 s - c_0 r = b + s - d - d_0 \cos\alpha_0 = 1 + 0{,}095 - \frac{0{,}065}{3} - 0{,}028 \,.\, 0{,}80928 = 1{,}05^{m},$$

während sie für die durch p gehende Curve

$$b + s - c = 1{,}0482^{m}$$

beträgt, was beweist, daß die wirkliche Mittellinie nahe bei derjenigen lag, welche in c_0 die innere Gewölblinie tangirt und in dem durch (α) gegebenen Punkte durch die Scheitelfuge ging, aber in solcher Weise vertical aufwärts geschoben war, daß die Drücke pro Einheit in den Bruchfugen gleich wurden.

Betrachten wir nun den Gewölbbogen noch in seinem letzten Stadium kurz vor dem Einsturze. Die Fläche des Bogens sammt Uebermauerung betrug $A = 16{,}75$, also das Gewicht

$$P = 16{,}75 \,.\, 0{,}5 \,.\, 1554 = 13014{,}75^{k},$$

woraus sich nach (5) berechnet:

$$Q = \frac{P}{\operatorname{tg}\beta_0} = \frac{13014{,}75}{0{,}7167} = 18170{,}72^{k}.$$

Der Widerstand leistende Theil im Scheitel besaß $5 \,.\, 50 = 250$ Quadr.-Centim., so daß sich ein Maximaldruck von

$$\frac{2 \,.\, 18170}{250} = 145{,}36^{k} \text{ pro Quadr.-Centim.}$$

berechnet. Im Schnitt $c_0 d_0$ war die Widerstand leistende Fläche $6{,}5 \,.\, 50 = 325$ Quadr.-Centim. und da die Resultante

$$\frac{Q}{\cos\alpha_0} = \frac{18170{,}72}{0{,}80928} = 22452{,}94^{k}$$

betrug, so berechnet sich als Maximaldruck pro Qu.-Centim.

$$\frac{2 \,.\, 22452{,}94}{325} = 138{,}18^{k},$$

anstatt $145{,}00$.

Die Dupuit'sche Formel (α) berücksichtigt nicht die Uebermauerung; Letztere scheint, wenn sie bedeutend ist, die Wirkung zu haben, daß der Mittelpunkt des Druckes im Scheitel nach der äußern Wölbfläche hinaufgerückt werden muß, wir sehen jedoch an diesem Beispiele, daß dieser Einfluß selbst bei sehr starken Belastungen nur gering ist. Denn die Bogenhöhe betrug nach dem Bruche $m = 1{,}05^{m}$. Im Zustande der stärksten Belastung stand der Mittelpunkt des Druckes im Scheitel um $1{,}66^{cm}$ von der äußern Wölbfläche ab und derjenige in der Schenkelfuge um $2{,}166^{cm}$, die Bogenhöhe der Curve betrug daher

$$b + s - d - d_0 \cos\alpha_0 = 1 + 0{,}095 - 0{,}0166 - 0{,}02166 \,.\, 0{,}80928 = 1{,}06^{m}$$

mit der Differenz von 1^{cm}. d und d_0 differiren blos um $0{,}09^{cm}$. Vor dem Ausrüsten betrug die Länge des Widerstand leistenden Theiles im Scheitel 5^{cm}, nach Formel (12) erhält man aber $d = 1{,}8$, also $3d = 5{,}4^{cm}$ und für die Bruchfuge giebt Formel (9) $d_0 = 2{,}2^{cm}$, also wird $3d_0 = 6{,}6^{cm}$ anstatt $6{,}5^{cm}$.

17) Der Werth der vorgeführten Resultate liegt mehr im Verhältniß der Ziffern, als in ihrem absoluten Werthe. Trägt man aber den Irrthümern Rechnung, welche durch die Ungenauigkeit in der Abschätzung der Größe der Widerstand leistenden Fläche entstehen können, die aber sicher keinen bemerkenswerthen Einfluß haben werden, so kann man jedenfalls Folgendes als experimentell erwiesen ansehen.

1. Im Augenblick der Zerstörung der Cohäsion des Bogens war die stärkste Spannung in drei Punkten fast gleich, kurz darauf besaß die Mittellinie des Druckes den geringsten Abstand von der innern Leibung in einem Punkte, welcher ungefähr 50^{cm} über demjenigen lag, in welchem der Bruch durch Zug erfolgt war, und hierdurch erklärt sich der krummlinig von unten nach oben aufsteigende Verlauf der Sprünge.

2. Der Maximaldruck war sowohl gleich nach der Zerstörung der Cohäsion, als auch kurz vor dem Einsturz in drei Punkten gleich und diese durch Rechnung sich ergebende Uebereinstimmung hat mich besonders veranlaßt, das Princip von der Gleichheit des Maximaldruckes in drei Punkten des Gewölbes aufzustellen.

3. Das Princip des größten Widerstandes von Moseley und dasjenige des permanenten Drehpunktes von Dupuit hat sich nicht bestätigt und kann nicht nachgewiesen werden. Nimmt man nämlich an, der Druck im Scheitel und in der innern Wölblinie der Schenkel sei in einem Punkte oder auf eine 3^{cm} breite Fläche concentrirt, so würde der Schub etwas geringer sein, als der von mir gefundene, weil die Bogenhöhe der Curve etwas größer wäre; seine Intensität beträgt aber im Scheitel 17928, in der Bruchfuge 22153^{k} und

rhält man als Maximaldrücke im Scheitel 239, in uchfuge 285,4 k, dieses sind Ziffern, welche für einen bogen unmöglich sind.

ıs Obigem ergiebt sich, daß die zeitherigen Annahmen e Vertheilung der Pressungen in den Gewölben falsch s giebt Punkte, in denen der Druck auf die Einheit ößer ist, als derjenige, welcher auf Grund der zeit- Hypothese berechnet wird, und die Theorie des Gleich- s der Gewölbe muß von einem andern Gesichtspunkte handelt werden. Dupuit hat das Verdienst, die des Drehpunktes aufgestellt zu haben, welche sich elhaft im Augenblick des Ausrüstens bewährt, da sich uchfugen in der That mehr oder weniger öffnen, oder ıigstens leichte Sprünge zeigen, welche die Zerstörung häsion des Gewölbes und eine nur theilweise Verbrei- es Druckes über die Fuge beweisen. Es folgt jedoch n von mir citirten Beobachtungen und angestellten en, daß der bleibend Widerstand leistende Theil der größer ist, als Dupuit annimmt.

n die definitive Lage der Mittellinie des Druckes zu ıen, habe ich daher unter Benutzung des Principes rehpunktes und der Dupuit'schen Formel für den ang des Gewölbeschubes durch den Scheitel ein neues Princip eingeführt, nämlich dasjenige der Gleichheit des Maximaldruckes pro Einheit in drei Punkten. Die vorgeschlagene Lösung hat keinen metaphysischen Charakter, noch kann sie als allgemeines Gesetz aufgeführt werden; sie ist in Folge meiner Studien über die während des Ausrüstens eines Gewölbes sich zeigenden Erscheinungen, sowie über die Zusammendrückung der Mörtelfugen zwischen den Wölbsteinen in mir entstanden; wenn man aber auch zugesteht, daß die vorgeführten Beobachtungen und Untersuchungen noch nicht hinreichend sind, um die Wahrheit des Princips darzuthun, daß dieses vielmehr eine bloße Annäherung darstellt, so ist doch gewiß, daß diese Lösung der Wahrheit näher kommt, als jede andere Hypothese, welche zeither bei der Berechnung der Gewölbe zu Grunde gelegt worden ist. Ueberdies sind die darauf basirten Formeln von leichter Handhabung und führen rasch zum Ziele; bei Stichbogengewölben findet man rasch den Gewölbeschub und die stärkste Inanspruchnahme des Materiales, ohne dieserhalb zur Zeichnung greifen zu müssen, lediglich auf Grund der bekannten Hauptdimensionen, und bei halbkreisförmigen Gewölben besteht die einzige Schwierigkeit in der Aufsuchung der Bruchfuge.

(Il Politechnico. Anno XXI, num. 8, 9, 10.)

er die graphische Bestimmung der Kugel- und Hülsengewichte an Centrifugalregulatoren.

Von

Dr. **Dino Padelletti** aus Florenz.

(Hierzu Tafel 29.)

§. I. Vorbemerkungen.

n einem sehr interessanten Aufsatze: „Ueber die Me- der Centrifugalregulatoren und ihre pseudo- che Aufhängung"*) hat Herr Dr. Pröll gezeigt, Einführung des augenblicklichen Rotationsmittelpunktes in die Regulatorentheorie derselben eine große Klarheit und Allgemeinheit giebt. Der Zweck folgender Untersuchung wird sein, die Grundformeln für Regulatoren nicht aus den Sätzen der kinematischen Geometrie, sondern auf eine elementare Weise abzuleiten, und dieselben in einfache graphische Construction zu übersetzen.

Abgesehen von der gemeinschaftlichen Rotationsbewegung, ist der Punkt A des Regulators ABC, Fig. 1, gezwungen, sich auf einer verticalen Geraden, und der Punkt C sich auf einem Kreise vom Halbmesser $\overline{CB}$ und dem Mittelpunkte B zu bewegen. Es wirken im Kugelmittelpunkte zwei Kräfte, das Kugelgewicht K und die Centrifugalkraft C, welche von

----

Civilingenieur. 1873.

der Rotationsbewegung herrührt. Bekanntlich ist $C = \frac{K}{g}\omega^2 \xi$, wobei ω die Winkelgeschwindigkeit des Regulators und ξ die Entfernung des Kugelmittelpunktes von der Axe bedeutet. In A wirken ebenfalls zwei Kräfte: 1) das halbe Hülsengewicht P vertical abwärts, 2) der halbe Widerstand R, welcher aus der Reibung der Uebertragungsvorrichtung und des Stellzeuges herrührt: R wirkt immer der Bewegung des Regulators entgegen, und hat dasselbe Zeichen von P oder das entgegengesetzte Zeichen, je nachdem die Schwungkugel das Bestreben hat, sich von der Rotationsaxe zu entfernen oder d sich derselben zu nähern. Wenn die Schwungkraft und das Gewicht der Regulatorarme vernachlässigt werden, so muß das System im Gleichgewichte sein, wenn die Kraft C den Kräften K und $P + r$ das Gleichgewicht hält, wobei r eine Größe bedeutet, welche alle Werthe zwischen $+ R$ und $- R$ annehmen kann.

Aus dem Regulator ABC kann man zwei verschiedene Gattungen von Regulatoren herleiten. Man erhält die erste, wenn der Kugelmittelpunkt in M auf der Verlängerung des Armes BC genommen wird; die zweite, wenn derselbe in M_1 auf der Verlängerung des Armes AC sich befindet, oder mit dem Punkte C durch einen besonderen Arm CM_2 verbunden ist. Ich will die Regulatoren der ersten Gattung Regulatoren mit directer Aufhängung, diejenigen der zweiten Regulatoren mit umgekehrter Aufhängung nennen.*)

Man kann das Problem noch verallgemeinern, indem man den Punkt C vom Punkte B löst und denselben durch irgend eine specielle Vorrichtung nöthigt, nicht mehr einen Kreis, sondern eine beliebige Leitcurve zu beschreiben. In diesem Falle fällt gewöhnlich der Kugelmittelpunkt mit dem Punkte C zusammen.

Man erhält demnach eine Eintheilung der Centrifugalregulatoren in drei Classen.

1. Regulatoren mit kreisförmiger Leitcurve und directer Aufhängung.

*) Die erste Idee eines Regulators mit umgekehrter Aufhängung rührt meines Wissens von dem berühmten Physiker B. Foucault her, welcher merkwürdigerweise der Pariser Akademie eine falsche Formel darüber vorlegte, die er selbst später corrigirte (Comptes rendus de l'Academie des Sciences. V. 61. p. 278. 430 — auch Annales du génie civil 1865. p. 620. 683). Die von Foucault vorgeschlagenen Regulatoren kann man ellipsoidische nennen, denn, wenn $\overline{AB} = \overline{BC}$ ist, so ist die Bahn jedes mit AC festverbundenen Punktes eine Ellipse. Ein ellipsoidischer Regulator wurde einige Jahre darauf von Herrn Widmark (Engineering 1869. V. 7. p. 73) construirt, welcher die Kugel in der Mitte des Armes AC befestigte. Die Regulatoren mit umgekehrter Aufhängung sind von Dr. Pröll ausführlich behandelt worden, und werden deshalb auch Pröll'sche genannt. Die Radialregulatoren von Foucault und Kunze (Zeitschr. des österr. Ing.-Ver. 1868. S. 105) gehören derselben Gattung an.

2. Regulatoren mit kreisförmiger Leitcurve und umgekehrter Aufhängung.

3. Regulatoren mit nicht kreisförmiger Leitcurve.

Bei den letzten beiden Classen bleibt die Entfernung zwischen dem Punkte A und dem Kugelmittelpunkte constant, was bei den Regulatoren der 1. Classe nicht der Fall ist. Man kann aber den Regulator ABCM, Fig. 2, durch den Regulator ABC ersetzen, welcher sowohl der 1. als der 2. Classe angehört. Der Regulator ABCM mit dem Kugelgewicht K und der Centrifugalkraft $G = \frac{K}{g}\omega^2 \xi$ ist offenbar mit dem Regulator ABC mit dem Kugelgewichte $K' = K\frac{l}{b}$, und der Centrifugalkraft $C' = \frac{K'}{g}\omega^2 \xi = C\frac{l}{b}$ vollständig äquivalent; wenn man daher die Formeln für diesen letzteren aufgestellt hat, so braucht man nur K' und C' durch ihre Werthe $K\frac{l}{b}$ und $C\frac{l}{b}$ zu ersetzen.

§. II. Gleichgewichtsgleichung.

Um einen allgemeinen Fall ins Auge zu fassen, betrachte man den Regulator ACM, Fig. 3, wobei der Kugelmittelpunkt M auf irgend eine Weise mit den Punkten A und C fest verbunden, und die vorgeschriebene Bahn des Punktes C eine beliebige Curve (ε) ist (Leitcurve). Dann wird M sich auf einer bestimmten Curve (λ) bewegen, deren Gleichung in Bezug auf die Axen OX, OAY, $y = f(x)$ sein möge.

Man setze

$$\overline{AM} = m, \quad \overline{AC} = a, \quad \overline{OA} = y_0, \quad \overline{ME} = y,$$
$$\overline{OE} = \overline{AD} = x. \quad \angle MAY = \mu. \quad \angle CAY = \alpha,$$
$$\angle CAM = \alpha - \mu = \Theta,$$

wobei m, a, Θ constant sind, y_0, y, x, μ, α dagegen mit der Regulatorlage sich verändern. Man ziehe die Tangente und die Normale an die Bahn (λ) im Punkte M und verlängere diese letztere, bis sie die durch A gelegte Horizontale im Punkte P (Pol) schneidet. Es bezeichne φ den Winkel, welchen die Tangente mit der Verticalen einschließt, c, k, p die Abstände des Pols P von den Richtungen der Kräfte C, K, $P + r$.

Wenn man $P + r$ in eine Horizontalcomponente $\overline{AT}$ und in eine Componente $\overline{AR}$ nach der Richtung AM zerlegt, so bleibt die erstere

$$\overline{AT} = (P + r)\operatorname{tg}\mu$$

ohne Einfluß auf die Bewegung des Systems, während die zweite

$$\overline{AR} = \frac{P + r}{\cos\mu}$$

transportirt werden kann. Man wird dann Gleichgewicht haben, wenn die drei in M wirkenden Kräfte C, K, ... eine Componente = 0 in der Richtung der Tangente an die Bahn (λ) geben, d. h. wenn

$$C \sin\varphi = K \cos\varphi + \frac{P + r}{\cos\mu} \cos(\varphi - \mu),$$

$$\ldots\varphi = K \cos\varphi + [P + r] [\cos\varphi + \sin\varphi \operatorname{tg}\mu].$$

...s der Figur ergiebt sich aber, da $\angle APM = \varphi$

$$c = \overline{MD} = \overline{MP} \sin\varphi,$$
$$k = \overline{PD} = \overline{MP} \cos\varphi,$$
$$p = \overline{PD} + \overline{AD} = \overline{PD} + \overline{MD} \operatorname{tg}\mu$$
$$= \overline{MP} [\cos\varphi + \sin\varphi \operatorname{tg}\mu].$$

...e Gleichgewichtsgleichung nimmt also, wenn man alle ... mit $\overline{MP}$ multiplicirt, die höchst einfache Form an:

$$Cc = Kk + [P + r] p \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (I)$$

... die Regulatoren der 1. Classe

$$C \frac{l}{b} c = K \frac{l}{b} c + [P + r] p. \quad . \quad . \quad (II)$$

...n den Punkt P zu ermitteln, braucht man nicht den ... der Curve (λ) zu kennen, man kann denselben auf ...r einfache Weise construiren, indem man in C die ...e zu der Leitcurve (ε), welche jederzeit bekannt ist, ...s sie die durch A gelegte Horizontale trifft.

...n dies zu beweisen, will ich für die Polarabscisse ... p einen einfachen analytischen Ausdruck geben. Es

$$(y - y_0)^2 + x^2 = m^2,$$

$$(y - y_0) \frac{dy}{dx} + x = (y - y_0) \frac{dy_0}{dx},$$

$$x = m \sin\mu,$$
$$y - y_0 = m \cos\mu,$$
$$dx = m \cos\mu \, d\mu = (y - y_0) \, d\mu,$$

$$(y - y_0) \frac{dy}{dx} + x = \frac{dy_0}{d\mu}.$$

...s rechte Glied ist Nichts anderes als die Polarabscisse

$$\cot MPA = \operatorname{cotg}\varphi = \frac{dy}{dx}$$

...er

$$p = \frac{dy_0}{d\mu}.$$

...e Polarabscisse für den Punkt C wird analog sein

$$p' = \frac{dy_0}{d\alpha},$$

und da der Winkel $\Theta = \alpha - \mu$ einen constanten Werth hat, sieht man, daß

$$d\alpha = d\mu,$$

oder

$$p = p'.$$

Die Normalen an die Bahn (λ) und an die Leitcurve (ε) treffen folglich die durch A gelegte Horizontale in einem und demselben Punkte P.

§. III. Kugel- und Hülsengewicht-Güteverhältniß.

Wenn man in Gl. (I) für C den Werth $\frac{K}{g} \omega^2 \xi$ substituirt, so erhält man

$$K \frac{\omega^2}{g} c\xi = Kk + [P + r] p.$$

Jedem Werthe von r entspricht ein Werth von ω: es sei für

$$r = 0 \qquad \omega = \omega_0,$$
$$r = -R \qquad \omega = \omega_1,$$
$$r = +R \qquad \omega = \omega_2,$$

dann sind ω_2, ω_1 diejenigen Geschwindigkeiten, für welche der Regulator anfängt sich auf-, resp. abwärts zu bewegen, und ω_0 diejenige Geschwindigkeit, für welche in der Stange AC weder Zug noch Druck herrscht. Man hat

$$K \frac{\omega_0^2}{g} c\xi = Kk + Pp,$$

oder

$$\frac{\omega_0^2}{g} = \frac{K}{c\xi} + \frac{P}{K} \frac{p}{c\xi}. \quad . \quad . \quad . \quad (III)$$

$$K \frac{\omega_2^2}{g} c\xi = Kk + [P + R] p.$$

$$K \frac{\omega_1^2}{g} c\xi = Kk + [P - R] p.$$

Man setzt gewöhnlich

$$\omega_2 = \omega_m \left(1 + \frac{\varepsilon}{2}\right)$$

$$\omega_1 = \omega_m \left(1 - \frac{\varepsilon}{2}\right),$$

wobei $\omega_m = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}$ die mittlere Geschwindigkeit, $\varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m}$ der Unempfindlichkeitsgrad genannt wird.

Zwischen ω_0 und ω_m findet die Beziehung statt:

$$\omega_0^2 = \omega_m^2 \left(1 + \frac{\varepsilon^2}{4}\right),$$

da aber ε immer einen kleinen Werth hat, nimmt man gewöhnlich $\omega_m = \omega_0$.

Durch Substitution dieser Werthe folgt

$$K\frac{\omega_m^2}{g}\left(1+\frac{\varepsilon}{2}\right)^2 c\xi = Kk + (P+R)p,$$

$$K\frac{\omega_m^2}{g}\left(1-\frac{\varepsilon}{2}\right)^2 c\xi = Kk + (P-R)p.$$

Subtrahirt man diese beiden Gleichungen von einander, so ergiebt sich

$$K = \frac{R}{\varepsilon}\,\frac{g}{\omega_m^2}\,\frac{p}{c\xi}\,. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (IV)$$

Addirt man sie und substituirt den Werth von K, indem gleichzeitig die Glieder vernachlässigt werden, welche $\frac{\varepsilon^2}{4}$ als Factor haben, so bekommt man

$$P = \frac{R}{\varepsilon} - \frac{R}{\varepsilon}\,\frac{g}{\omega_m^2}\,\frac{K}{c\xi} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (V)$$

$$\frac{R}{\varepsilon} = P + K\frac{k}{p}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (VI)$$

Die vier Formeln (III), (IV), (V), (VI) enthalten die ganze statische Theorie der Centrifugalregulatoren: (III), (IV), (V) dienen dazu, das Kugel- und Hülsengewicht zu bestimmen, wenn ω_m, R, ε gegeben sind; (III) und (VI) dazu, für einen schon vorhandenen Regulator die Winkelgeschwindigkeit und das Verhältniß $\frac{R}{\varepsilon}$ zu berechnen. R und ε kommen in diesen Formeln immer in der Form $\frac{R}{\varepsilon}$ vor: $\frac{1}{\varepsilon}$ stellt die Empfindlichkeit des Regulators und R den Widerstand dar, welchen er im Stande ist zu überwinden, d. h. seine Energie: $\frac{R}{\varepsilon}$ ist also das Produkt der Empfindlichkeit mit der Energie und kann demnach als statisches Güteverhältniß des Regulators bezeichnet werden. Es ist klar, daß man die Energie eines gegebenen Regulators beliebig ändern kann: nur wird die Empfindlichkeit dem entsprechendbd eine andere.

Für die Regulatoren der 1. Classe erhält man die vier Formeln

$$\frac{\omega_0^2}{g} = \frac{K}{c\xi} + \frac{b}{l}\,\frac{P}{K}\,\frac{p}{c\xi}, \quad . \quad . \quad (VII)$$

$$K = \frac{b}{l}\,\frac{R}{\varepsilon}\,\frac{g}{\omega_m^2}\,\frac{p}{c\xi}, \quad . \quad . \quad . \quad (VIII)$$

$$P = \frac{R}{\varepsilon} - \frac{R}{\varepsilon}\,\frac{g}{\omega_m^2}\,\frac{k}{c\xi}, \quad . \quad . \quad (IX)$$

$$\frac{R}{\varepsilon} = P + K\frac{l}{b}\,\frac{k}{p}. \quad . \quad . \quad . \quad (X)$$

Man kann diese letzten als die allgemeinsten betrachten, aus welchen (III), (VI), (V), (VI) hervorgehen, wenn man l = b setzt, in den Ausdrücken von c, k, p, ξ bleiben aber l und b von einander unabhängige Größen. In (III), (IV), (V), (VI) beziehen sich c, k, p, ξ auf den Kugelmittelpunkt M in (VII), (VIII), (IX), (X) bezieht sich ξ noch auf den Kugelmittelpunkt, c und k dagegen auf den Punkt C, wo die Regulatorarme miteinander verbunden sind. l und b sind die Entfernungen des Kugelmittelpunktes und des Punktes C vom Aufhängepunkt.

Wenn man die Umdrehungszahl n einführen will, so nehmen die vier Formeln folgende Gestalt an:

$$\frac{n_0^2}{g} = \frac{(30)^2}{\pi^2}\left(\frac{k}{c\xi} + \frac{bP}{lK}\,\frac{p}{c\xi}\right), \quad . \quad (VII^a)$$

$$K = \frac{b}{l}\,\frac{R}{\varepsilon}\,\frac{(30)^2}{n^2}\,\frac{g}{\pi^2}\,\frac{p}{c\xi}, \quad . \quad . \quad (VIII^a)$$

$$P = \frac{R}{\varepsilon} - \frac{R}{\varepsilon}\,\frac{(30)^2}{n^2}\,\frac{g}{\pi^2}\,\frac{k}{c\xi}, \quad . \quad (IX^a)$$

$$\frac{R}{\varepsilon} = P + K\frac{l}{b}\,\frac{k}{p}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (X^a)$$

§. IV. Folgerungen.

An die vorigen Formeln lassen sich mehrere interessante Betrachtungen knüpfen.

Man verlangt gewöhnlich, daß die Geschwindigkeit von der tiefsten bis zu der höchsten Lage des Regulators stets wächst, damit keine labile Gleichgewichtslage eintreten kann, d. h. es muß

$$d\omega > 0,$$

oder aus (VII)

$$d\left(\frac{k}{c\xi}\right) + \frac{b}{l}\,\frac{P}{K}\,d\left(\frac{p}{c\xi}\right) > 0.$$

Man kann auf zwei Arten dieser Forderung entsprechen, entweder durch passende Wahl des Verhältnisses $\frac{P}{K}$, oder durch passende Wahl der Regulatordimensionen. Wenn P = 0, muß

$$d\left(\frac{k}{c\xi}\right) > 0$$

sein, und es bleibt nur die zweite Methode übrig. Wendet man diese Formel im Falle eines Regulators mit gekreuzten Armen an, so bekommt man die bekannte Regel für den Grenzwerth des Winkels α. Man hat in diesem Falle (Fig. 4)

$$c = \overline{CD} = a\cos\alpha,$$
$$k = \overline{PD} = a\sin\alpha,$$
$$\xi = \overline{MM'} = l\sin\alpha - e,$$
$$P = 0,$$

daraus

$$\frac{d}{d\alpha}\left(\frac{\sin\alpha}{\cos\alpha(l\sin\alpha - e)}\right) > 0.$$

$$\frac{d}{d\alpha}\left(l\cos\alpha - e\,\frac{\cos\alpha}{\sin\alpha}\right) < 0,$$

$$\sin\alpha > \sqrt[3]{\frac{e}{l}}.$$

)er Winkel α_1, welcher der tiefsten Regulatorlage ent- muß so gewählt werden, daß

$$\sin\alpha_1 > \sqrt[3]{\frac{e}{l}}.$$

)ie Formel

$$\frac{R}{\varepsilon} = P + K\,\frac{l}{b}\,\frac{k}{p} \quad \ldots \quad (X)$$

daß das beste Mittel, um das Güteverhältniß zu ı, die Anbringung eines schweren Hülsengewichtes ist. ifferenz zwischen den Güteverhältnissen, welche einem tor mit belasteter Hülse (Porter'schen) und demselben tor aber mit unbelasteter Hülse (Watt'schen) entsprechen, gerade P.

in Grenzwerth von $\frac{R}{\varepsilon}$, welcher aber nie erreicht wer- m, ist $P + K\,\frac{l}{b}$ (für Regulatoren der 2. und 3. $P + K$) für $k = p$, und wenn k, wie es gewöhn- chieht, positiv bleibt, so ist P ein zweiter Grenzwerth - für $k = 0$, welchen Werth ein Regulator der 2. erreichen kann, nie aber ein Regulator der 1. Classe. influß der Regulatordimensionen ist in dem Gliede $\frac{k}{p}$, resp. $K\,\frac{k}{p}$ enthalten.

ie Umdrehungszahl n oder die Winkelgeschwindigkeit ω eliebig gewählt werden. Aus (VIII) und (IX) sieht aß wenn ω wächst, K kleiner, P dagegen größer wird, uß daher den Einfluß von ω auf das gesammte Ge- J suchen. Es ist

$$= P + K = \frac{R}{\varepsilon} + \frac{R}{\varepsilon}\,\frac{g}{\omega^2}\,\frac{p}{c\xi}\left(\frac{b}{l} - \frac{k}{p}\right),$$

m erkennt gleich daraus, daß eine große Geschwindigkeit

vortheilhaft ist, wenn $\frac{b}{l} > \frac{k}{p}$,

gleichgültig „ „ $\frac{b}{l} = \frac{k}{p}$,

nachtheilig „ „ $\frac{b}{l} < \frac{k}{p}$

r die Regulatoren der 2. Classe

vortheilhaft, wenn $p > k$,

gleichgültig, „ $p = k$,

nachtheilig, „ $p < k$.

a p immer größer ist als k, so ist eine große Ge- gkeit für die Regulatoren der 2. Classe immer vor- t.

Für $\frac{b}{l} = \frac{k}{p}$ hat man die einfache Formel

$$\frac{R}{\varepsilon} = P + K.$$

Die Beziehung zwischen $\frac{b}{l}$ und $\frac{k}{p}$ giebt Aufschluß auch über eine andere Frage. Man nehme an, daß die Umdrehungszahl und das gesammte Gewicht $U = K + P$ gegeben sei, und suche ob es vortheilhafter ist, den größeren Theil von U in den Kugeln oder in dem Hülsengewicht anzuhäufen.

Aus (X) erhält man

$$\frac{R}{\varepsilon} = U + K\,\frac{l}{b}\left(\frac{k}{p} - \frac{b}{l}\right)$$

und man erkennt gleich, daß ein großes Kugelgewicht

vortheilhaft wird, wenn $\frac{b}{l} < \frac{k}{p}$,

gleichgültig „ „ $\frac{b}{l} = \frac{k}{p}$,

nachtheilig „ „ $\frac{b}{l} > \frac{k}{p}$

und für Regulatoren der 2. Classe

vortheilhaft, wenn $p < k$,

gleichgültig, „ $p = k$,

nachtheilig, „ $p > k$.

Da $p > k$ ist, muß man einem Regulator der 2. Classe immer leichte Kugeln geben.

§. V. Vergleich zwischen den Regulatoren mit directer und denjenigen mit indirecter Aufhängung.

Die Regulatoren der 2. Classe haben über diejenigen der 1. Classe den Vortheil, weniger statisch zu sein, was aber Energie und Empfindlichkeit betrifft, so stehen sie denselben nach.

Man vergleiche die beiden Regulatoren ABCM, A'B'C'M', Fig. 5. Für den ersten hat man

$$\overline{ME} = \xi,\quad \overline{PD} = k,\quad \overline{PA} = p,\quad \overline{CD} = c,$$

für den zweiten

$$\overline{M'E'} = \xi',\quad \overline{P'D'} = k',\quad \overline{P'A'} = p',\quad \overline{M'D'} = c'.$$

Wenn man $AC = BC = a = b$ und

$$\overline{BC} = \overline{B'C'},\quad \overline{AC} = \overline{A'C'},\quad \overline{BM} = \overline{A'M'},$$

$\overline{BB_1} = \overline{AA_1} = \overline{B'B_1'} = \overline{A'A_1'}$ wählt, so ist

$$\xi = \xi',\quad p = p',\quad k > k' \text{ und } c < c'.$$

Seien P, K, $\frac{R}{\varepsilon}$ das halbe Hülsengewicht, das Kugelgewicht und das Güteverhältniß für den ersten Regulator, P', K', $\left(\frac{R}{\varepsilon}\right)'$ die entsprechenden Größen für den zweiten.

Wenn $K = K'$ und $P = P'$ hat man

$$\left(\frac{R}{\varepsilon}\right)' = P + K\frac{k'}{p}, \quad . \quad . \quad . \quad (VI)$$

$$\frac{R}{\varepsilon} = P + K\frac{l}{b}\frac{k}{p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (X)$$

und da $l > b$, $k > k'$ ist, so erhält man

$$\frac{R}{\varepsilon} > \left(\frac{R}{\varepsilon}\right)'.$$

Wenn dagegen $\frac{R}{\varepsilon} = \left(\frac{R}{\varepsilon}\right)'$ gegeben ist und P, K bestimmt werden sollen, so ist

$$P' = \frac{R}{\varepsilon} - \frac{R}{\varepsilon}\frac{g}{\omega_m^2}\frac{k'}{c'\xi}, \quad . \quad . \quad (V)$$

$$P = \frac{R}{\varepsilon} - \frac{R}{\varepsilon}\frac{g}{\omega_m^2}\frac{k}{c\xi} \quad . \quad . \quad . \quad (VI)$$

und da $k > k'$, $c < c'$ ist, hat man auch

$$P < P'.$$

Ferner ist

$$K' = \frac{R}{\varepsilon}\frac{g}{\omega_m^2}\frac{p}{c'\xi}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (IV)$$

$$K = \frac{R}{\varepsilon}\frac{b}{l}\frac{g}{\omega_m^2}\frac{p}{c\xi}, \quad . \quad . \quad . \quad (VIII)$$

$$\frac{K}{K'} = \frac{c'}{c}\frac{b}{l}$$

und da $c' = a\cos\alpha$, $c = l\cos\alpha$,

$$\frac{K}{K'} = \frac{b}{a}.$$

Untersucht man die Sache näher, so findet man, daß es für die Regulatoren der 1. Classe immer zweckmäßig ist, für ein gegebenes b zu nehmen $a > b$; am häufigsten nimmt man $b = a$; daraus folgt

$$K \leqq K'.$$

Man kann allgemein beweisen, daß jedenfalls für ein gegebenes Güteverhältniß $\frac{R}{\varepsilon}$ die Gesammtsumme $P' + K'$ größer als $P + K$ ist.

Die Bedingung $(P' + K') > (P + K)$ kommt auf die Bedingung

$$\frac{p}{c'\xi} - \frac{K'}{c'\xi} > \frac{b}{l}\frac{p}{c\xi} - \frac{K}{c\xi}$$

zurück, oder wenn man für c und c' die Werthe $a\cos\alpha$ und $l\cos\alpha$ substituirt, auf:

$$\frac{p}{l} - \frac{K'}{l} > \frac{b}{\alpha l}p - \frac{K}{a}.$$

Nun ist aber

$$K = p - a\sin\alpha \text{ und } K' = p - l\sin\alpha,$$

daher geht obige Bedingung über in:

$$l > b,$$

eine Bedingung, die für den Regulator der Figur, und haupt für jeden in der Praxis vorkommenden Regulat füllt ist.

Aus diesen einfachen Betrachtungen ergiebt sich

1) daß für einen Regulator mit directer hängung das Güteverhältniß größer ist als für Regulator mit umgekehrter Aufhängung, wen Regulatoren dieselben Dimensionen und dasselbe K und Hülsengewicht haben;

2) daß man, um ein bestimmtes Güteverhält erhalten, an einem Regulator mit umgekehrter hängung ein schwereres Hülsengewicht und schw (oder gleichgroße) Kugeln anbringen muß.

Wenn die Kugel nicht auf der Stange AC ange sondern mit dem Punkte C durch einen besonderen Ar verbunden ist, Fig. 6, so wird der Regulator nicht b verbessert. Ein solcher Regulator BACM ist offenb dem Regulator BAC'M vollständig äquivalent, weil p ihre Werthe nicht geändert haben, und dieser letzte schlechter als der gewöhnliche Regulator ABC'M', $\overline{BM'} = \overline{AM}$ genommen worden ist.

Das Umgekehrte würde stattfinden, wenn die Sch kugel bei dem Regulator der 1. Classe zwischen B u bei demjenigen der 2. Classe zwischen A' und C' ange wäre. Diese Einrichtung kommt aber fast niemals vo

Man muß nicht vergessen, daß der vorige Vergleic für die statischen Eigenschaften der beiden Regulator tungen gilt: wir sind nämlich bis jetzt sehr im Unklare die Wirkungsweise eines Regulators während seiner Bew und nur vergleichende im ausgedehnten Maßstabe ang Versuche mit verschiedenen Regulatoren an verschiedenen schinen könnten hierüber genaueren Aufschluß geben.

§. VI. Graphische Bestimmung von K, P, $\frac{R}{\varepsilon}$,

Wenn man die Dimensionen des Regulators in M mißt, muß man in den Formeln $VII^a - X^a$, $g =$ setzen; dieser Werth unterscheidet sich nur wenig vo Werthe von π^2 und man kann demnach mit genü Annäherung schreiben (für $g = \pi^2$).

$$n_0^2 = (30)^2\frac{k}{c\xi} + \frac{b}{l}\frac{K}{P}(30^2)\frac{p}{c\xi}, \quad ($$

$$K = \frac{b}{l}\frac{R}{\varepsilon}\frac{(30)^2}{n^2}\frac{p}{c\xi}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad ($$

$$P = \frac{R}{\varepsilon} - \frac{R}{\varepsilon}\frac{(30)^2}{n^2}\frac{k}{c\xi}, \quad . \quad . \quad .$$

$$\frac{R}{\varepsilon} = P + K\frac{l}{b}\frac{k}{p}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

Der Werth von K läßt sich folgendermaßen construiren. Durch den Kugelmittelpunkt M (Fig. 7) ziehe man eine Horizontale, bis sie die Rotationsachse in M' schneidet, dann von M' eine Parallele M'E zum Regulatorarme BC bis nach E. Nachdem der Punkt C' durch die Horizontale in C und die Verticale durch den Pol P bestimmt worden ist, verbinde man A mit C' und ziehe EF || AC'; trage $\overline{PG} = \overline{PG'} = 30^{mm}$ auf und ziehe FG', und durch G GH || FG' bis nach H. Die Strecke $\overline{PH}$ stellt $(30)^2 \frac{p}{c\xi}$ dar; in der That folgt aus den ähnlichen Dreiecken APC', EPF

$$\overline{PF} = \frac{\overline{PC'}.\overline{PE}}{\overline{PA}} = \frac{c\xi}{p}$$

und aus den ähnlichen Dreiecken PFG', PGH

$$\overline{PH} = \frac{\overline{PG}.\overline{PG'}}{\overline{PF}} = (30)^2 \frac{p}{c\xi}.$$

Ferner trage man $\overline{PR} = \frac{R}{\varepsilon}$ in einem beliebigen Maßstabe auf und $\overline{PN} = \frac{\mu}{1000} n^2$ Millim., wobei $1:\mu$ den Längenmaßstab bedeutet, ziehe NH und RK || NH, so ist

$$\overline{PK} = \frac{R}{\varepsilon} \frac{(30)^2}{n^2} \frac{p}{c\xi} = K \frac{l}{b}.\text{*)}$$

$K \frac{l}{b}$ erscheint hier unabhängig vom Längenmaßstabe und in demselben Kräftemaßstabe, wie $\frac{R}{\varepsilon}$. Man kann selbstverständlich eine der Längen $\overline{PR}$, $\overline{PN}$ beliebig ändern, nur muß die andere in demselben Verhältniß geändert werden.

Um K zu bestimmen, ist noch die Strecke $\overline{PK}$ mit $\frac{b}{l}$ zu multipliciren, was entweder auf graphischem Wege oder durch eine einfache Multiplication geschieht.

Wenn der Regulator der 2. oder 3. Classe angehört, so ist der Punkt C' der Schnittpunkt der Verticalen durch den Pol mit der Horizontalen durch den Kugelmittelpunkt; in diesem Falle stellt die Strecke $\overline{PK}$ ohne Weiteres K dar.

In der Figur ist auch schon alles enthalten, was zur Bestimmung von P nöthig ist; man macht $\overline{PK'} = \overline{PK}$, zieht AK' und DS || AK', alsdann ist $P = \overline{RS}$; in der That hat man

$$PS = \overline{PK'}.\frac{\overline{PD}}{\overline{PA}} = K \frac{l}{b} \frac{k}{p},$$

$$RS = PR - PS = \frac{R}{\varepsilon} - K \frac{l}{b} \frac{k}{p} = P.$$

*) In der Figur ist

$\frac{R}{\varepsilon} = 55$ Klgr.-Mm., $n = 100$, $\mu = 5$, $1^{mm} = 1$ Klgr.

Es ist noch bemerkenswerth, daß, wenn man RC'' || AC' zieht, die Strecke $\overline{PC''}$ die Centrifugalkraft der Kugel darstellt.

Es kann nun das umgekehrte Problem zu lösen sein, d. h. wenn P und $K \frac{l}{b}$ von vornherein gegeben, oder für eine specielle Regulatorlage construirt worden sind, $\frac{R}{\varepsilon}$ und n^2 zu bestimmen sein.

Um $\frac{R}{\varepsilon}$ zu ermitteln, trägt man (Fig. 8) $\overline{PE} = P$, $\overline{PK'} = K \frac{l}{b}$ auf, zieht AK' und von D aus DR || AK'. $\overline{RE}$ stellt das Güteverhältniß $\frac{R}{\varepsilon}$ für die gegebene Regulatorlage dar.

Aus der Formel (VII^b) kann mit Leichtigkeit n_0^2 graphisch bestimmen. Man construirt $(30)^2 \frac{p}{c\xi}$, wie vorhin, $(30)^2 \frac{k}{c\xi}$ auf eine ganz ähnliche Weise, und erhält n_0^2, indem man die erste Strecke mit dem Verhältnisse $\frac{P}{K \frac{l}{b}}$ multiplicirt und das Produkt mit der zweiten Strecke addirt.

§. VIII. Wahl von $\frac{R}{\varepsilon}$.

Für einen schon vorhandenen Regulator kann R mit Leichtigkeit bestimmt werden; man braucht blos die Regulatorhülse mit einem Ende eines Hebels zu verbinden und das andere Ende zu belasten bis die Hülse anfängt sich zu bewegen.

Wenn der Regulator auf die Drosselklappe wirkt, so kann man

$$R = \alpha + \beta p D^2$$

setzen, wobei p der Dampfdruck, D der Kolbendurchmesser, α und β zwei Constanten sind. Für Dampfmaschinen mittlerer Größe ist gewöhnlich

$$R = 0{,}5^{kg} - 0{,}75^{kg} - 1^{kg}.$$

Bei den Expansionsregulatoren ist R von p und D unabhängig und in den neuen Maschinen der Systeme Corliß und Sulzer hat R einen kleinen Werth.

Was $\frac{1}{\varepsilon}$ betrifft, so kann man zwei Grenzen angeben, welche es nicht überschreiten darf, nämlich den Gleichförmigkeitsgrad der Arbeitsmaschinen $\frac{1}{\delta}$ und den Gleichförmigkeitsgrad des Schwungrades $\frac{1}{\eta}$. Zwischen den Größen η, ε, δ muß offenbar die Beziehung stattfinden

$$\eta < \varepsilon < \delta.$$

theiles beträgt $A = 12{,}02^{qm}$ und der Abstand des Schwerpunktes dieser Fläche vom Mittelpunkt des Druckes in der Fuge $1{,}61^{m}$, also das Moment

$$M = 12{,}02 . 1{,}61 = 19{,}3522.$$

Trägt man also der 50^{cm} betragenden Gewölbestärke und der Dichtigkeit des Materiales (1554^{k} pro Cubikmeter) Rechnung, so folgt

$$Q = \frac{19{,}3522}{1{,}30983} . 0{,}5 . 1554 = 11433{,}33^{k}$$

und aus der allgemeinen Formel für die größte Druck- und Zugspannung

$$R = \frac{Q}{s}\left(1 \pm \frac{6u}{s}\right),$$

im Scheitel { der größte Druck $89{,}40^{k}$ pro Quadratcentim.
„ „ Zug $41{,}25^{k}$ „ „

am Schenkel { der größte Druck $71{,}08^{k}$ pro Quadratcentim.
„ „ Zug $41{,}21^{k}$ „ „

Der größte Zug, den das Gewölbe auszuhalten hatte, betrug somit ungefähr 40^{k} pro Quadratcentimeter.

In Folge des Bruches fand eine merkliche Senkung des Scheitels statt, dessen Fuge sich bis auf 5^{cm} schloß; zu der Zeit, wo die Spalten bemerkt wurden, betrug der Widerstand leistende Theil der Scheitelfuge $t = 6{,}5^{cm}$, der Schenkelfuge $t' = 12{,}66^{cm}$, wonach sich die Lage der Mittellinie des Druckes nach der Zerstörung der Cohäsion bestimmen läßt.

Wenn cdnm, Fig. 14, den über der durch Zug bewirkten Bruchfuge liegenden Gewölbetheil darstellt und a der Mittelpunkt des Druckes im Scheitel, a' derjenige in der Fuge cd, P das Gewicht des Gewölbes sammt Uebermauerung bis zur Verticalen in d und x den Hebelsarm von P, y denjenigen von Q in Bezug auf a' bedeutet, so ist:

$$Q = \frac{x}{y} P = \frac{1{,}585}{y} . 12{,}02 . 1554 . 0{,}50 = \frac{1{,}585 . 9339{,}54}{y}.$$

Es ist aber

$$y = 1{,}20 - (0{,}05 - 0{,}018) + s - \frac{0{,}065}{3} + \frac{0{,}1266}{3} \cos\alpha = 1{,}21,$$

daher

$$Q = 12233{,}08^{k},$$

während vor dem Bruch $11434{,}33^{k}$ erhalten wurde. Hiernach hat die Cohäsion bewirkt, daß der Bogen mit einem um 800^{k} niedrigeren Horizontalschube im Gleichgewicht bleiben konnte. Ist β der Winkel der Resultante N in der Fuge cd mit der Horizontalen, so hat man $\operatorname{tg}\beta = \frac{1{,}21}{1{,}585} = 0{,}7634$, $\beta = 37^{0}22'$ und $\cos\beta = 0{,}7947$, also aus (6)

$$N = \frac{7{,}872}{0{,}7947} . 1554 = 9{,}905 . 1554 = 15392{,}37^{k}.$$

Die auf der Fuge normale Componente T folgt nach (7), da $\alpha - \beta = 49^{0}57' - 37^{0}22' = 12^{0}35'$ und $\cos(\alpha - \beta) = 0{,}976$ ist,

$$T = 9{,}905 . 1554 . 0{,}976 = 15022{,}51^{k},$$

und da der Widerstand leistende Querschnitt $12{,}66 . 50 = 633$ Quadr.-Centim. beträgt, so findet sich der größte Druck in c

$$R' = \frac{2T}{633} = 49{,}36^{k},$$

während im Schlußstein, wo der Widerstand leistende Querschnitt $6{,}5 . 50 = 325$ Quadr.-Centimeter beträgt, dieser größte Druck sich auf

$$R = \frac{2Q}{325} = 75{,}28^{k} \text{ pro Quadr.-Centimeter}$$

berechnet. Die Curve der Drücke steht aber nicht normal auf der Fuge cd, weil β nicht $= \alpha$ ist, und daher wird eine über dem Schnitt cd liegende Fuge, welche von der Curve senkrecht geschnitten wird, diejenige sein, in welcher der Bruch durch Zerdrücken erfolgt und die größte Pressung pro Einheit stattfindet. Um diesen Punkt zu bestimmen, braucht man nur die Curve aa' vertical aufwärts zu schieben und den Punkt zu markiren, wo sie tangirt oder eine graphische Methode zu benützen. Man findet denselben 0,32 höher als den Punkt, wo der Bruch durch Zug erfolgt, und dieser Umstand erklärt die Krümmung nach oben bei den Spalten am Gewölbschenkel, von welcher bereits die Rede war. Der Winkel α_0 dieser Fuge mit der Verticalen ergiebt sich

$$\cos\alpha_0 = 0{,}80928, \quad \alpha_0 = 35^{0}59'.$$

Die Fläche des darüber liegenden Gewölbtheiles beträgt $A = 11{,}2851$ und daher das Gewicht sammt der Uebermauerung $P = 11{,}2851 . 1554 . 0{,}5 = 8768{,}44^{k}$.

Zur Prüfung wollen wir sehen, ob der Winkel der Resultante in dieser Fuge wirklich 90^{0} beträgt. Wäre dies der Fall, so müßte

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{P}{Q} = \frac{5{,}64}{7{,}872} = 0{,}7167$$

und $\beta_0 = 35^{0}22'$ sein anstatt $35^{0}59'$, indessen erklärt sich die Differenz lediglich durch die Ungenauigkeit des graphischen Verfahrens.

Die Resultante in der Fuge $c_0 d_0$ wird sein

$$T = \frac{Q}{\cos\beta_0} = \frac{12233{,}08}{0{,}8152} = 15128{,}80^{k}.$$

Sie begegnet der Fuge im Abstande von $2{,}8^{cm}$ von c_0, der Widerstand leistende Theil ist $3 d_0 = 8{,}4^{cm}$ und die entsprechende Fläche $50 . 8{,}4 = 420$ Quadr.-Centim., also der Druck pro □ Centim.

$$R = \frac{2T}{420} = 72{,}04^k,$$

während im Scheitel $75{,}28^k$ oder nur 3^k mehr gefunden wurde. Es fand also in den drei Punkten fast genau der gleiche Druck statt.

Wenn wir jetzt die Mittellinie des Druckes hinabzuschieben versuchen wollten, so daß sie in c_0 tangirte, so müßte sie nahe bei dem durch die Dupuit'sche Formel (3) gegebenen Punkte durch die Scheitelfuge hindurchgehen. Für c_0 ist $b = 1^m$, $s = 0{,}095$, daher

$$c = \frac{s}{3} \cdot \frac{3b + s}{2b + s} = 0{,}0468. \quad . \quad . \quad (\alpha)$$

Die Bogenhöhe in Bezug auf den Mittelpunkt des Druckes v ergiebt sich

$$rs = c_0 s - c_0 r = b + s - d - d_0 \cos\alpha_0 = 1 + 0{,}095 - \frac{0{,}065}{3} - 0{,}028 . 0{,}80928 = 1{,}05^m,$$

während sie für die durch p gehende Curve

$$b + s - c = 1{,}0482^m$$

beträgt, was beweist, daß die wirkliche Mittellinie nahe bei derjenigen lag, welche in c_0 die innere Gewölblinie tangirt und in dem durch (α) gegebenen Punkte durch die Scheitelfuge ging, aber in solcher Weise vertical aufwärts geschoben war, daß die Drücke pro Einheit in den Bruchfugen gleich wurden.

Betrachten wir nun den Gewölbbogen noch in seinem letzten Stadium kurz vor dem Einsturze. Die Fläche des Bogens sammt Uebermauerung betrug $A = 16{,}75$, also das Gewicht

$$P = 16{,}75 . 0{,}5 . 1554 = 13014{,}75^k,$$

woraus sich nach (5) berechnet:

$$Q = \frac{P}{\operatorname{tg}\beta_0} = \frac{13014{,}75}{0{,}7167} = 18170{,}72^k.$$

Der Widerstand leistende Theil im Scheitel besaß $5 . 50 = 250$ Quadr.-Centim., so daß sich ein Maximaldruck von

$$\frac{2 . 18170}{250} = 145{,}36^k \text{ pro Quadr.-Centim.}$$

berechnet. Im Schnitt $c_0 d_0$ war die Widerstand leistende Fläche $6{,}5 . 50 = 325$ Quadr.-Centim. und da die Resultante

$$\frac{Q}{\cos\alpha_0} = \frac{18170{,}72}{0{,}80928} = 22452{,}94^k$$

betrug, so berechnet sich als Maximaldruck pro Qu.-Centim.

$$\frac{2 . 22452{,}94}{325} = 138{,}18^k,$$

anstatt $145{,}00$.

Die Dupuit'sche Formel (α) berücksichtigt nicht die Uebermauerung; Letztere scheint, wenn sie bedeutend ist, die Wirkung zu haben, daß der Mittelpunkt des Druckes im Scheitel nach der äußern Wölbfläche hinaufgerückt werden muß, wir sehen jedoch an diesem Beispiele, daß dieser Einfluß selbst bei sehr starken Belastungen nur gering ist. Denn die Bogenhöhe betrug nach dem Bruche $m = 1{,}05^m$. Im Zustande der stärksten Belastung stand der Mittelpunkt des Druckes im Scheitel um $1{,}66^{cm}$ von der äußern Wölbfläche ab und derjenige in der Schenkelfuge um $2{,}166^{cm}$, die Bogenhöhe der Curve betrug daher

$$b + s - d - d_0 \cos\alpha_0 = 1 + 0{,}095 - 0{,}0166 - 0{,}02166 . 0{,}80928 = 1{,}06^m$$

mit der Differenz von 1^{cm}. d und d_0 differiren blos um $0{,}09^{cm}$. Vor dem Ausrüsten betrug die Länge des Widerstand leistenden Theiles im Scheitel 5^{cm}, nach Formel (12) erhält man aber $d = 1{,}8$, also $3d = 5{,}4^{cm}$ und für die Bruchfuge giebt Formel (9) $d_0 = 2{,}2^{cm}$, also wird $3d_0 = 6{,}6^{cm}$ anstatt $6{,}5^{cm}$.

17) Der Werth der vorgeführten Resultate liegt mehr im Verhältniß der Ziffern, als in ihrem absoluten Werthe. Trägt man aber den Irrthümern Rechnung, welche durch die Ungenauigkeit in der Abschätzung der Größe der Widerstand leistenden Fläche entstehen können, die aber sicher keinen bemerkenswerthen Einfluß haben werden, so kann man jedenfalls Folgendes als experimentell erwiesen ansehen.

1. Im Augenblick der Zerstörung der Cohäsion des Bogens war die stärkste Spannung in drei Punkten fast gleich, kurz darauf besaß die Mittellinie des Druckes den geringsten Abstand von der innern Leibung in einem Punkte, welcher ungefähr 50^{cm} über demjenigen lag, in welchem der Bruch durch Zug erfolgt war, und hierdurch erklärt sich der krummlinig von unten nach oben aufsteigende Verlauf der Sprünge.

2. Der Maximaldruck war sowohl gleich nach der Zerstörung der Cohäsion, als auch kurz vor dem Einsturz in drei Punkten gleich und diese durch Rechnung sich ergebende Uebereinstimmung hat mich besonders veranlaßt, das Princip von der Gleichheit des Maximaldruckes in drei Punkten des Gewölbes aufzustellen.

3. Das Princip des größten Widerstandes von Moseley und dasjenige des permanenten Drehpunktes von Dupuit hat sich nicht bestätigt und kann nicht nachgewiesen werden. Nimmt man nämlich an, der Druck im Scheitel und in der innern Wölblinie der Schenkel sei in einem Punkte oder auf eine 3^{cm} breite Fläche concentrirt, so würde der Schub etwas geringer sein, als der von mir gefundene, weil die Bogenhöhe der Curve etwas größer wäre; seine Intensität beträgt aber im Scheitel 17928, in der Bruchfuge 22153^k und

hält man als Maximaldrücke im Scheitel 239, in ichfuge 285,4 k, dieses sind Ziffern, welche für einen ogen unmöglich sind.

s Obigem ergiebt sich, daß die zeitherigen Annahmen Vertheilung der Pressungen in den Gewölben falsch giebt Punkte, in denen der Druck auf die Einheit ßer ist, als derjenige, welcher auf Grund der zeit- Hypothese berechnet wird, und die Theorie des Gleich- s der Gewölbe muß von einem andern Gesichtspunkte handelt werden. Dupuit hat das Verdienst, die des Drehpunktes aufgestellt zu haben, welche sich lhaft im Augenblick des Ausrüstens bewährt, da sich chfugen in der That mehr oder weniger öffnen, oder igstens leichte Sprünge zeigen, welche die Zerstörung äsion des Gewölbes und eine nur theilweise Verbrei- s Druckes über die Fuge beweisen. Es folgt jedoch i von mir citirten Beobachtungen und angestellten n, daß der bleibend Widerstand leistende Theil der rößer ist, als Dupuit annimmt.

i die definitive Lage der Mittellinie des Druckes zu n, habe ich daher unter Benutzung des Principes ehpunktes und der Dupuit'schen Formel für den ng des Gewölbeschubes durch den Scheitel ein neues Princip eingeführt, nämlich dasjenige der Gleichheit des Maximaldruckes pro Einheit in drei Punkten. Die vorgeschlagene Lösung hat keinen metaphysischen Charakter, noch kann sie als allgemeines Gesetz aufgeführt werden; sie ist in Folge meiner Studien über die während des Ausrüstens eines Gewölbes sich zeigenden Erscheinungen, sowie über die Zusammendrückung der Mörtelfugen zwischen den Wölbsteinen in mir entstanden; wenn man aber auch zugesteht, daß die vorgeführten Beobachtungen und Untersuchungen noch nicht hinreichend sind, um die Wahrheit des Princips darzuthun, daß dieses vielmehr eine bloße Annäherung darstellt, so ist doch gewiß, daß diese Lösung der Wahrheit näher kommt, als jede andere Hypothese, welche zeither bei der Berechnung der Gewölbe zu Grunde gelegt worden ist. Ueberdies sind die darauf basirten Formeln von leichter Handhabung und führen rasch zum Ziele; bei Stichbogengewölben findet man rasch den Gewölbeschub und die stärkste Inanspruchnahme des Materiales, ohne dieserhalb zur Zeichnung greifen zu müssen, lediglich auf Grund der bekannten Hauptdimensionen, und bei halbkreisförmigen Gewölben besteht die einzige Schwierigkeit in der Aufsuchung der Bruchfuge.

(Il Politechnico. Anno XXI, num. 8, 9, 10.)

…r die graphische Bestimmung der Kugel- und Hülsengewichte an Centrifugalregulatoren.

Von

Dr. **Dino Padelletti** aus Florenz.

(Hierzu Tafel 29.)

§. I. Vorbemerkungen.

einem sehr interessanten Aufsatze: „Ueber die Me- der Centrifugalregulatoren und ihre pseudo- he Aufhängung"*) hat Herr Dr. Pröll gezeigt, Einführung des augenblicklichen Rotationsmittelpunktes n die Regulatorentheorie derselben eine große Klarheit und Allgemeinheit giebt. Der Zweck folgender Untersuchung wird sein, die Grundformeln für Regulatoren nicht aus den Sätzen der kinematischen Geometrie, sondern auf eine elementare Weise abzuleiten, und dieselben in einfache graphische Construction zu übersetzen.

Abgesehen von der gemeinschaftlichen Rotationsbewegung, ist der Punkt A des Regulators ABC, Fig. 1, gezwungen, sich auf einer verticalen Geraden, und der Punkt C sich auf einem Kreise vom Halbmesser $\overline{CB}$ und dem Mittelpunkte B zu bewegen. Es wirken im Kugelmittelpunkte zwei Kräfte, das Kugelgewicht K und die Centrifugalkraft C, welche von

*) …ivilingenieur. 1873.

obersten Kante zu berechnen. (Siehe den Abschnitt: Eintauchung der Oberkante").

Die Größen K und v (Druckhöhe und Geschwindigkeit) stehen bekanntlich in der Beziehung zu einander, daß

$$K = \frac{v^2}{2g} \text{ ist.}$$

Der auf die vordere Seite des Streifens $A_1 A A_2$ ausgeübte hydrostatische Ueberdruck ist

$$dP'' = b\,dr\,K \,.\, \gamma,$$

oder mit Einführung des obigen Werthes für K

$$dP'' = b\,dr\,\frac{\gamma}{2g}\,v^2.$$

Diesen in seine zwei Componenten zerlegt, giebt die gesuchten Kräfte:

$$\left.\begin{aligned} dX'' &= \frac{g}{2g}\,b\,dr\cos\alpha\,v^2 \\ dY'' &= \frac{\gamma}{2g}\,b\,dr\sin\alpha\,v^2 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

Diese beiden Gleichungen lassen sich noch in einer anderen Form schreiben, wenn wir aus Gl. 7 den Werth M einführen, jedoch vorläufig dabei den Coefficienten μ weglassen. Im Schlußresultat bei Bestimmung der gesammten Triebkräfte dX und dY werden wir μ wieder einführen. Das geschieht aus dem einfachen Grunde, weil der Werth dieses Coefficienten für jede Componente der Triebkraft wahrscheinlich verschieden ist; aus Versuchen können wir aber μ nicht für jede einzelne Componente finden, sondern müssen es für die gesammten Triebkräfte dY und dX bestimmen. Deshalb ist es das Richtigste, μ erst in die Endgleichungen einzuführen.

$$\left.\begin{aligned} dX'' &= \frac{M}{2}\,v\cos\alpha \\ dY'' &= \frac{M}{2}\,v\sin\alpha \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (9)$$

Durch Addition der Gleichungen (4) und (9) ergiebt sich

$$\left.\begin{aligned} dX &= \mu\,\frac{M}{2}\,\Big\{2(c_1\sin\alpha_2 - u) + v\cos\alpha\Big\} \\ dY &= \mu\,\frac{M}{2}\,\Big\{2(c - c_1\cos\alpha_2) + v\sin\alpha\Big\} \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

Die eben entwickelten complicirten Gleichungen vereinfachen sich bedeutend, wenn wir sie auf jene beiden Specialfälle anwenden, welche in der Praxis allein Werth haben.

Diese sind:

1. Fall. Die abgewickelte Leitlinie der Schraube ist eine Gerade, somit sind die Steigungswinkel in allen Punkten derselben gleich. In diesem Falle sagt man die Schraube habe constante Neigung.

2. Fall. Die abgewickelte Leitlinie ist so geformt, daß die Tangente am Eintritt (bei A_1) mit der Richtung der absoluten Geschwindigkeit des Elementes zusammenfällt, daß also die vordere Kante des Propellers ohne Stoß ins Wasser einschneidet. Da in diesem Falle, wie schon früher bemerkt wurde, $\alpha_2 > \alpha_1$ ist, so sagt man, die Schraube habe zunehmende Neigung.

1. Fall: Die Schraube hat constante Neigung. Fig. 2. Dann ist:

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \alpha_1 = \alpha, \\ c_1 &= u\sin\alpha + c\cos\alpha, \\ c_1\sin\alpha_2 - u &= u\sin^2\alpha + c\sin\alpha\cos\alpha - u \\ &= c\sin\alpha\cos\alpha - u\cos^2\alpha \\ &= \cos\alpha(c\sin\alpha - u\cos\alpha) \\ &= v\cos\alpha. \end{aligned}$$

Ebenso wird

$$c - c_1\cos\alpha_2 = v\sin\alpha.$$

Setzt man diese Werthe in die Gleichungen (10) ein und beachtet, daß nach Gleichung (7)

$$M = \frac{\gamma}{g}\,b\,dr\,v,$$

so ergiebt sich

$$\left.\begin{aligned} dX &= \frac{3}{2}\,\mu\,\frac{\gamma}{g}\,b\,dr\,v^2\cos\alpha \\ dY &= \frac{3}{2}\,\mu\,\frac{\gamma}{g}\,b\,dr\,v^2\sin\alpha \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad (11)$$

Wobei

$$v = c\sin\alpha - u\cos\alpha.$$

2. Fall. Die Schraube hat zunehmende Steigung, Fig. 3. Dann hat die Eintrittssteigung ihren günstigsten Werth, es ist nämlich

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{u}{c}.$$

Unter dieser Voraussetzung ist

$$\begin{aligned} c &= c_1\cos\alpha_1, \\ u &= c_1\sin\alpha_1. \end{aligned}$$

Da früher nachgewiesen wurde, daß die Form der Leitlinie auf die Größe der Triebkraft ohne Einfluß ist, so können wir, unbeschadet der Allgemeinheit, die Annahme machen, daß die abgewickelte Leitlinie nach einem Kreisbogen gekrümmt sei. Dann ist die Gerade b Sehne dieses Bogens und zwischen den Winkeln findet die Beziehung statt, daß

$$\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}.$$

Dabei ist α wie früher der Steigungswinkel der Geraden b. Unter dieser Voraussetzung wird

$$\begin{aligned} \sin\alpha_2 &= \sin 2\alpha\cos\alpha_1 - \cos 2\alpha\sin\alpha_1, \\ c_1\sin\alpha_2 &= 2\sin\alpha\cos\alpha\,c_1\cos\alpha_1 - (2\cos^2\alpha - 1)\,c_1\sin\alpha_1, \\ c_1\sin\alpha_2 - u &= 2\sin\alpha\cos\alpha\,c - (2\cos^2\alpha - 1)\,u - u \\ &= 2\cos\alpha(c\sin\alpha - u\cos\alpha) \\ &= 2\cos\alpha\,.\,v. \end{aligned}$$

Auf dieselbe Weise findet man

$$c - c_1 \cos\alpha_2 = 2 \sin\alpha\, v.$$

Setzt man diese Werthe in die Gleichung (10) ein, so giebt sich

$$\left.\begin{aligned} dX &= \frac{5}{2}\mu\frac{\gamma}{g}\, b\, d\, r\, v^2 \cos\alpha \\ dY &= \frac{5}{2}\mu\frac{\gamma}{g}\, b\, d\, r\, v^2 \sin\alpha \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; (12)$$

Hierbei ist $\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$ gleich dem arithmetischen Mittel zwischen den Steigungswinkeln am Ein- und Austritt.

Vergleicht man die eben gewonnenen Formeln mit jenen, welche wir bei Betrachtung der Schraube von constanter Steigung erhalten haben, so ergiebt sich eine vollkommene Uebereinstimmung des Baues derselben. Die Formeln unterscheiden sich nur durch den Zahlencoefficienten, der in einem Falle $\frac{3}{2}$, im anderen $\frac{5}{2}$ beträgt. Diese Beziehung gilt für das Element der Schraubenfläche und wir gelangen deshalb zu dem Schlusse, daß eine richtig construirte Schraubenfläche mit zunehmender Steigung ungefähr $\frac{5}{3}$ mal so viel Kraft entwickeln kann, als eine solche von gleich großen Dimensionen, aber constanter Steigung.

Wir sagen, ungefähr $\frac{5}{3}$ mal so viel Kraft, weil möglicherweise der Coefficient μ für beide Arten von Schrauben nicht denselben Werth hat und deshalb das Verhältniß ein wenig alterirt. Immerhin ist aber der große Vorzug der Schraube mit zunehmender Steigung nachgewiesen. Er wird besonders dann fühlbar, wenn große Geschwindigkeit des Schiffes bei geringer Tauchung desselben, d. h. bei geringem Durchmesser der Schraube verlangt wird.

Ueber den Wirkungsgrad.

Wir haben in den bisherigen Untersuchungen ganz von der Wasserreibung, der Cohäsion des Wassers an den Propellerflächen und von anderen zu Verlusten Ursache gebenden Widerständen abgesehen. Wenn wir nun, auf Grund der jetzt erhaltenen Gleichungen, den Wirkungsgrad eines Elementarstreifens der Propellerfläche berechnen, so werden wir nicht den gesammten Wirkungsgrad finden, sondern nur jenen Theil desselben, welcher von den oben erwähnten Verlusten unabhängig ist und einzig und allein von jenem Arbeitsverluste beeinflußt wird, den wir in der Einleitung mit L bezeichnet haben. Diesen Wirkungsgrad wollen wir deshalb den theilweisen Wirkungsgrad nennen und mit η bezeichnen, zum Unterschiede von jenem, bei welchem wir auch alle anderen Verluste mitberücksichtigen werden und der deshalb Gesammtwirkungsgrad heißen möge. Den Letzteren werden wir mit η_0 bezeichnen.

Die von dem Elementarstreifen $A_1 A A_2$ während einer Sekunde auf das Schiff übertragene, also nutzbar gemachte Arbeit ist dXu, während die von der Maschine in das Element hineingelegte Arbeit dYc ist. Das Verhältniß beider giebt den theilweisen Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{dXu}{dYc}.$$

Setzt man aus den Gleichungen (11) und (12) für dX und dY ihre Werthe ein, so findet man für beide Arten von Schrauben (constante und zunehmende Steigung) denselben Wirkungsgrad

$$\left.\begin{aligned} \eta &= \frac{u\cos\alpha}{c\sin\alpha}, \\ \eta &= \frac{u}{c\,\mathrm{tg}\,\alpha} \quad \text{gerade Leitlinie} \\ \eta &= \frac{u}{c\,\mathrm{tg}\,\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}} \quad \text{gekrümmte Leitlinie} \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; 13$$

Diese Gleichungen können dazu dienen, die geometrische Form der Triebfläche zu finden. Wir haben dieselbe zwar bis jetzt immer schlechtweg „Schraube" genannt, ohne jedoch bewiesen zu haben, daß die Schraube auch wirklich die richtige Fläche für Propeller ist. Diesen Beweis können wir nachträglich beibringen.

Wir fordern von der gesuchten Triebfläche, daß jeder ihrer Elementarstreifen mit dem gleichen Wirkungsgrad arbeite, mithin η längs der ganzen Fläche constant sei. Diese Bedingung wird nur erfüllt, wenn $c\,\mathrm{tg}\,\alpha$ constant ist.

Bezeichnen wir mit n die Anzahl Umdrehungen des Propellers pro Sekunde, so ist

$$c = 2\pi r n \text{ und}$$

$$\eta = \frac{u}{2\pi r n\,\mathrm{tg}\,\alpha},$$

$$\left.\begin{aligned} 2\pi r\,\mathrm{tg}\,\alpha &= \frac{u}{n\eta} = \text{Constante} \\ 2\pi r\,\mathrm{tg}\,\alpha &= h \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; (14)$$

Wie man sofort übersieht, ist diese Bedingung bei einem cylindrischen Conoid von der Steigung h erfüllt. Es ist also die gewöhnliche flachgängige Schraube von constanter Steigung eine richtig geformte Triebfläche.

Auch für den Fall der gekrümmten Leitlinie (zunehmende Steigung) läßt sich die geometrische Form der Triebfläche auf ähnliche Weise finden. Es wurde früher gezeigt, daß der Winkel α_1 so gewählt sein muß, daß die vordere Kante des Flügels ohne Stoß ins Wasser einschneidet. Mithin muß sein:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{u}{c},$$

oder

$$2 \pi r \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{u}{n} = \text{Constante.} \quad . \quad (15)$$

Setzen wir $\frac{u}{n} = h_1$ so haben wir zur Ermittelung der fraglichen Triebfläche folgende Gleichungen:

$$2 \pi r \operatorname{tg} \alpha_1 = h_1 \text{ Eintrittssteigung,}$$

$$2 \pi r \operatorname{tg} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} = h \text{ mittlere Steigung,}$$

$$2 \pi r \operatorname{tg} (2 \alpha - \alpha_1) = h_2 \text{ Austrittssteigung.}$$

Die beiden ersten, nämlich Eintrittssteigung und mittlere Steigung, sind längs der ganzen Fläche constant; nicht so die Austrittssteigung. Diese wächst gegen das Centrum hin. Von diesem Verhalten kann man sich am besten überzeugen, wenn man einen concreten Fall annimmt und für denselben die Steigung wirklich berechnet.

Sei beispielsweise $\eta = 0{,}8$, so ist zu Folge der
chungen (14) und (15)

$$h_1 = 0{,}8\, h,$$

oder

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = 0{,}8 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}.$$

Setzt man nun für $\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$ die Werthe
20 u. s. f. bis 90° ein und berechnet daraus $\operatorname{tg} \alpha_1$
so kann man mit Hilfe der Gleichung

$$\alpha_2 = 2 \alpha - \alpha_1$$

zu jedem α_1 das zugehörige α_2 finden.

Ist das geschehen, so bildet man den Ausdruck

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1} = \frac{h_2}{h_1}$$

und erhält so für jeden Winkel α das entsprechende
hältniß der Austritts- zur Eintrittssteigung.

Die folgende Tabelle ist auf diese Weise berechnet

$\eta = 0{,}8$	$\alpha =$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90°
	$\frac{h_2}{h_1} =$	$\frac{0}{0}$	1,454,	1,505,	1,525,	1,538,	1,574,	1,608,	1,640,	1,652,	$\frac{\infty}{\infty}$.

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, daß der Quotient $\frac{h_2}{h_1}$ gleichzeitig mit α wächst. Hätten wir η kleiner als 0,8 gewählt, so wäre diese Zunahme bedeutender, hätten wir es größer als 0,8 gewählt, so wäre sie etwas geringer ausgefallen, als im vorliegenden Falle. Eine Zunahme dieses Quotienten findet aber immer statt. Da nun die Eintrittssteigung für die ganze Fläche constant ist, so muß die Austrittssteigung bei wachsendem α, also gegen das Centrum hin, größer werden.

In der Praxis wird dieser Bedingung gewöhnlich nicht entsprochen; man macht die Austrittssteigung auch constant. Das ist ein Fehler, der um so fühlbarer wird, je kleiner der Nutzeffect der Schraube an und für sich schon ist. Ist η jedoch groß und verwendet man von der Schraubenfläche nur jene Portionen, innerhalb welcher der Winkel α höchstens um 50 Grade variirt (in der Regel ist der Steigungswinkel am Umfang der Schraube größer als 20° und an der Nabe kleiner als 70°), so wird dieser Fehler auch ziemlich unbedeutend und man kann immerhin mit Rücksicht auf die leichtere Herstellung der Propellerfläche für die Austrittssteigung einen mittleren constanten Werth annehmen. So würde unter Beibehaltung des obigen Beispieles, wo $\eta = 0{,}8$ angenommen ist, aus der Tabelle für die Austrittssteigung der mittlere constante Werth

$$h_2 = 1{,}540\, h_1$$

gewählt werden.

In der Folge wollen wir jedoch voraussetzen, wir hätten es mit einer richtig geformten Triebfläche von zune
Steigung zu thun.

Dann ist η längs derselben constant und wi
gedrückt durch die Formel

$$\eta = \frac{u}{n h}.$$

Dabei ist h jene mittlere Steigung, welche dem W
$\alpha = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}$ entspricht.

Genau denselben Ausdruck für den Wirkungsgrad fi
wir bei der gewöhnlichen Schraube mit constanter Steig
nur daß dabei h eben ihre wirkliche Steigung bezeich

Wir können deshalb die Formel

$$\eta = \frac{u}{n h} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad .$$

gleichmäßig für beide Arten von Schrauben anwenden.

Der Ausdruck n h bezeichnet den Weg, den eine Sch
von der Steigung h bei n Umdrehungen pro Sekund
dieser Zeit in einem festen Mittel machen würde; u ist
Weg, den sie effectiv im Wasser macht. Der Qu
$\frac{u}{n h}$ giebt somit ein Maß für die Vorwärtsbewegung
Schraube an und könnte demnach auch Fortschreitu
Coefficient genannt werden.

Die Differenz n h — u ist der während einer Se
stattfindende Wegverlust in Folge dessen, daß das
zurückweicht. Das Verhältniß des Verlustes zum theore

Weg nh wird bekanntlich Rücklauf (Slip) genannt. Nennen wir den Rücklauf ϱ, so ist

$$\varrho = \frac{nh - u}{nh}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

$$\varrho = 1 - \eta. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

Es liegt in der Natur der Sache, daß η immer kleiner als 1, also ϱ immer größer als 0 sein muß. Trotzdem wird von mancher Seite behauptet, es könne bei besonders günstigen Constructionen der Rücklauf null, oder sogar negativ werden. Diese Ansicht findet besonders in englischen und französischen Werken über die Schiffsschraube eifrige Vertretung. Bevor wir dieselbe einer näheren Betrachtung unterziehen, müssen wir eine Unterscheidung vornehmen zwischen dem Rücklauf, welchen die Schraube wirklich hat, und jenem, welcher bei Probefahrten gewöhnlich berechnet wird.

Ueber den scheinbaren und wirklichen Rücklauf.

Die experimentelle Bestimmung des Rücklaufes geschieht mittelst einer Probefahrt. Man mißt die während einer bestimmten Zeit vom Schiff zurückgelegte Strecke*), berechnet aus der Zahl der Umdrehungen, welche die Schraube in derselben Zeit gemacht hat, und aus ihrer Steigung ihren theoretischen Weg und erhält durch Abzug beider Größen den Wegverlust. Das Verhältniß desselben zum theoretischen Wege wird nun gewöhnlich als Rücklauf betrachtet.

Diese Art und Weise der Bestimmung des Rücklaufes ist unrichtig und zwar deshalb, weil sie voraussetzt, daß Schiff und Schraube relativ zum Wasser die gleiche Geschwindigkeit haben, das heißt, daß die Schraube in vollkommen ruhigem (todtem) Kielwasser arbeitet. In Wirklichkeit ist jedoch das Kielwasser eines fahrenden Schiffes nie in vollkommener Ruhe, sondern strömt mit größerer oder kleinerer Geschwindigkeit dem Schiffe nach, um den von ihm durchstrichenen Raum wieder auszufüllen. Die Größe der Geschwindigkeit, mit welcher das Kielwasser dem Schiffe nachzieht, hängt von dessen Bauart und eigener Geschwindigkeit ab. Je schärfer das Hinterschiff geformt ist, desto leichter kann das umgebende Wasser den durchstrichenen Raum ausfüllen, ohne selbst viel in Bewegung zu gerathen. Deshalb ziehen auch scharfgebaute Schiffe ihr Kielwasser mit geringerer Geschwindigkeit nach, als volle Schiffe. Mehr oder weniger findet aber ein Nachziehen von Kielwasser immer statt und deshalb ist die Voraussetzung, daß Schiff und Schraube relativ zum Wasser die gleiche Geschwindigkeit haben, unzulässig. In Wirklichkeit ist die Geschwindigkeit des Schiffes immer größer, als die der Schraube.

Bezeichnen wir mit U die Schiffsgeschwindigkeit, mit ξ einen Coefficienten*), welcher angiebt, wie stark das Schiff im Verhältniß zu seiner eigenen Fahrt Kielwasser nachzieht, so ist die absolute Geschwindigkeit des Kielwassers dargestellt durch das Product ξU.

Wir machen nun die ziemlich wahrscheinliche Voraussetzung, daß ξ nur von der Form des Schiffes, nicht aber von dessen Geschwindigkeit abhänge, daß also für ein und dasselbe Schiff die Geschwindigkeit des nachziehenden Kielwassers immer proportional zu seiner Eigengeschwindigkeit sei.

Dann gilt die Gleichung

$$u = (1 - \xi) U \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

für alle Schiffsgeschwindigkeiten.

Wenn man nun nach der oben angegebenen, in der Praxis üblichen Methode den Rücklauf berechnet, so bekommt man, da U immer größer als u, nicht den eigentlichen Rücklauf der Schraube, sondern einen kleineren Werth. Wir wollen diesen den scheinbaren Rücklauf nennen und mit ϱ' bezeichnen.

$$\varrho' = \frac{nh - U}{nh}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Um den wirklichen Rücklauf zu bestimmen, muß auf das nachziehende Kielwasser Rücksicht genommen werden. Mit Einführung des Coefficienten ξ aus Gl. (19) hat man

$$\varrho = \frac{nh - (1 - \xi) U}{nh}. \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

Das Verhältniß zwischen wirklichem und scheinbarem Rücklauf ist

$$\varrho = \varrho'(1 - \xi) + \xi. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (21)$$

Um mithin aus den Resultaten einer Probefahrt den wirklichen Slip zu berechnen, muß man den Coefficienten ξ kennen. Dieser läßt sich nicht auf theoretischem Wege bestimmen, sondern wird durch Versuche ermittelt. Weiter unten wird auf diese Versuche noch näher eingegangen werden. Vorläufig nehmen wir jedoch an, es sei ξ für ein bestimmtes Schiff bekannt.

Um den Einfluß dieses Coefficienten beurtheilen zu können, nehmen wir ein Beispiel an.

Es sei $\xi = 0{,}1$ und der scheinbare Rücklauf, aus den Resultaten einer Probefahrt berechnet, sei

$$\varrho' = 0{,}20.$$

So ist

$$\varrho = 0{,}2 . 0{,}9 + 0{,}1,$$

$$\varrho = 0{,}28.$$

*) Der Einfachheit halber setzen wir voraus, das Wasser habe keine eigene Bewegung. Sollte das aber doch der Fall sein, so muß die Messung mit Rücksicht darauf gemacht werden, so daß man den relativ zum ruhend gedachten Wasser vom Schiff zurückgelegten Weg erhält.

*) Grashof berechnet aus Versuchen für einen bestimmten Fall $\xi = 0{,}45$. Dieser Werth ist jedenfalls zu groß.

Bei dieser bedeutenden Differenz zwischen ϱ und ϱ' könnte man vielleicht zu glauben geneigt sein, daß der Fall eines negativen scheinbaren Rücklaufes möglich sei, wenn nur der wirkliche Rücklauf einen genügend kleinen positiven Werth hat. Auf diese Weise wird auch in den meisten Werken über die Schiffsschraube der bei manchen Versuchen*) beobachtete negative Rücklauf erklärt. Es wird gewöhnlich darauf hingewiesen, daß ebenso, wie das Wasser hinter einem Brückenpfeiler trotz starker Strömung des Flusses in absoluter Ruhe bleibt, auch daß Wasser knapp hinter einem schnellfahrenden Schiffe relativ zu demselben in Ruhe ist, das heißt, seine Fahrt mitmacht. Arbeitet nun die Schraube in diesem bewegten Wasser, so summirt sich ihre Geschwindigkeit mit der des Wassers und es kann in besonders günstigen Fällen so weit kommen, daß das Schiff mehr Weg macht als der Drehgeschwindigkeit der Schraube bei Voraussetzung einer festen Mutter entspricht.

Eine besondere Widerlegung dieser Beweisführung ist wohl bei der großen Aehnlichkeit, welche dieselbe mit den verschiedenen Erklärungsarten des perpetuum mobile hat, eigentlich nicht nöthig. Da aber trotzdem noch immer von mancher Seite an die Möglichkeit eines negativen Rücklaufes geglaubt wird, auch über die Vor- oder Nachtheile, welche durch starkes Nachziehen von Kielwasser entstehen, die Meinungen verschieden sind, so dürfte eine nähere Betrachtung des Gegenstandes doch nicht ganz überflüssig sein.

Nehmen wir also für einen Augenblick an, es würde der unmögliche Fall, daß der scheinbare Rücklauf $= 0$ ist, doch eintreten.

Dann muß zu Folge der Gleichungen (20) und (21)

$$n h = U,$$
$$\varrho = \xi \text{ sein.}$$

Das Wasser, in welchem die Schraube wirkt, hat also in der Richtung des Schiffes die absolute Geschwindigkeit

$$\xi U = \varrho U.$$

Dieses Wasser wird durch die Kraft der Schraube in der entgegengesetzten Richtung mit der Geschwindigkeit $n h - u = \varrho n h = \varrho U$ zurückgeschleudert, befindet sich also nach Verlassen der Schraube in vollkommener Ruhe.

Der Fall liegt jetzt folgendermaßen.

Durch die Bewegung des Schiffes wird pro Sekunde eine gewisse Wassermenge aus der Ruhe in die Geschwindigkeit ϱU versetzt, während die Schraube diese gleiche Wassermenge oder einen Theil derselben wieder zur Ruhe bringt.

Um aber der Masse M die Geschwindigkeit ϱU zu ertheilen, ist von allen durch Reibung und Wirbelbildung hervorgebrachten Verlusten abgesehen, gerade so viel stetig wirkende Kraft nöthig, als beim umgekehrten Processe wieder gewonnen wird.

Es würde also selbst in dem günstigsten Falle, wo sämmtliches vom Schiff bewegte Wasser auch wieder von der Schraube consumirt wird, für die Fortschiebung des Schiffes keine Kraft übrig bleiben. Aus dieser Betrachtung geht hervor, daß das Nachziehen von Kielwasser in allen Fällen eine Quelle von Kraft und Arbeitsverlust bildet, und daß zur Erzielung eines guten Wirkungsgrades das Hinterschiff möglichst scharf gebaut sein soll.

Arbeitsverlust durch Wasserreibung und Gesammtwirkungsgrad.

Außer dem durch den Rücklauf hervorgebrachten Arbeitsverlust, treten noch andere Verluste auf, deren bedeutendste jener ist, welcher durch Cohäsion und Reibung des Wassers an den Propellerflächen entsteht. Die Natur dieser Verluste ist derart, daß sie sich nicht auf theoretischem Wege ermitteln lassen; für die Wasserreibung könnte allerdings, ähnlich wie bei der Reibung fester Körper, ein Coefficient aufgestellt und mittelst desselben der Reibungswiderstand berechnet werden, was auch von manchen Ingenieuren schon geschehen ist.*)

Doch bleibt zu bezweifeln, daß diese Anschauungsweise der Natur des Gegenstandes entspricht und richtige Resultate liefert. Durch ihre Aufnahme in unsere bisherigen Betrachtungen würden übrigens die bis jetzt erhaltenen Formeln so complicirt werden, daß man zu einer großen Zahl von Vernachlässigungen gezwungen wäre, um die neuen Gleichungen in einer brauchbaren, durchsichtigen Form zu erhalten. Deshalb scheint es vortheilhaft, gleich von vorn herein auf eine genaue Theorie der Wasserreibung zu verzichten, und dieselbe

*) Die Resultate solcher Versuche finden sich in den Werken von A. Ledieu: „Traité élémentaire des appareils à vapeur de navigation" und von John Bourne: „A treatise on the screw-propeller."

*) M. Bourgeois nimmt an, der Reibungscoefficient sei von dem Drucke unabhängig, aber wachse proportional mit dem Quadrat der Geschwindigkeit. Bezeichnet φ diesen Coefficienten, so sei für Metermaaß

$$\varphi = 0{,}25\, c_1^2.$$

Die Größe des Reibungswiderstandes einer Fläche F sei in Kilogrammen

$$R = 1{,}25\, c_1^2\, F.$$

Zur ungefähren Schätzung des Arbeitsverlustes, welcher durch den Widerstand der einschneidenden Kante, durch Reibung und durch Cohäsion entsteht, kann ein von Herrn Brunel in Bristol gemachter Versuch dienen. Eine halbkreisförmige Metallscheibe wurde ganz unter Wasser in Rotation versetzt; bei 100 Umdrehungen in der Minute waren zur Ueberwindung der Widerstände 3 Pferdekräfte nothwendig. Der Durchmesser des Halbkreises betrug 1,75 Meter.

Wenn man aus diesen Daten mit Zugrundelegung der Bourgeois'schen Auffassung über den Reibungscoefficienten und unter Voraussetzung, daß der Widerstand der einschneidenden Kante 20 Proc. von dem Gesammtwiderstand ausmacht, den Reibungscoefficienten berechnet, so findet man $\varphi = 0{,}28$.

nur in solcher Weise in die Formeln einzuführen, daß diese übersichtlich bleiben und betreffs ihrer Richtigkeit eine Controle durch Versuche leicht zulassen. Bezeichnet η_1 einen Coefficienten, welcher den durch Reibung, Cohäsion, Widerstand der einschneidenden Kante u. s. w. hervorgebrachten Effectverlust angiebt, so ist der Gesammtwirkungsgrad der Schraube

$$\eta_0 = \eta - \eta_1.$$

Diese Gleichung kann durch eine Curve dargestellt werden, deren Abscissen die Werthe von η, deren Ordinaten die Werthe von η_0 sind. Zur genauen Verzeichnung dieser Curve wäre es nun nöthig, zu jedem η den entsprechenden Werth von η_1 zu kennen. Dies ist jedoch nicht der Fall und wir müssen uns damit begnügen, die ungefähre Form der Curve zu zeichnen, oder über dieselbe eine möglichst wahrscheinliche Annahme zu machen.

Anhaltspunkte zur Bestimmung der Curve sind folgende:

Die gesuchte Function η_0 muß so beschaffen sein, daß sie an den Grenzen $\eta = 0$ und $\eta = 1$ ebenfalls gleich 0 wird; denn es muß, wenn der theilweise Wirkungsgrad 0 ist, auch der Gesammtwirkungsgrad 0 sein, und wenn ersterer gleich 1 ist, also die Triebkraft $dX = 0$ ist, auch wieder letzterer 0 sein. Zwischen diesen extremen Werthen von η giebt es jedenfalls solche, für welche η_0 positiv und von 0 verschieden ist; unter diesen muß es wenigstens einen Maximalwerth geben und es handelt sich darum, denselben zu finden.

Es ist selbstverständlich, daß η_0 immer kleiner als η sein muß; da überdies $\eta_1 < 1$, so liegt die gesuchte Curve des Gesammtnutzeffectes ganz unterhalb der zur Axe unter 45° gezogenen Geraden 0,2 (Fig. 4), sie ist aller Wahrscheinlichkeit nach stetig. Da sie durch die Punkte 0 und 1 gehen, und zwischen diesen beiden Punkten ein Maximum haben muß, so können wir ihre ungefähre Form schon zeichnen. Wir erhalten eine hyperbelähnliche Curve.

Würde man sich die Annahme erlauben, daß die Curve eine genaue Hyperbel sei, so würde η_1 ausgedrückt werden durch eine Function von der Form

$$\eta_1 = \eta \frac{C}{C + 1 - \eta}.$$

Dabei bedeutet C eine von den übrigen Verhältnissen des Schiffes und der Schraube (vornehmlich Durchmesser, System und Material derselben) abhängige Constante.

Mit Einführung dieser Größe ergiebt sich nun der Gesammteffect:

$$\eta_0 = \eta_1 \frac{1 - \eta_1}{C + 1 - \eta_1},$$

oder

$$\eta_0 = (1 - \varrho) \frac{\varrho}{C + \varrho}.$$

Damit η_0 ein Maximum werde, muß

$$\frac{d\eta_0}{d\eta} = 0,$$

$$1 - \eta_1 - \frac{C\eta}{C + 1 - \eta} = 0,$$

woraus der fragliche Werth von η resultirt

$$\eta = 1 + C \pm \sqrt{C^2 + C}.$$

Wie aus der Natur der Curve vorauszusehen war, giebt es für η zwei ausgezeichnete Werthe, von denen wir jedoch nur den benutzen dürfen, welcher zwischen den Grenzen 0 und 1 liegt. Das ist

$$\eta = 1 + C - \sqrt{C^2 + C},$$

$$\varrho = \sqrt{C^2 + C} - C.$$

Durch diese Betrachtungsweise wird die Aufgabe, einen Propeller von günstigstem Wirkungsgrad zu construiren, etwas modificirt. Wir bestimmen nicht direct seine Größenverhältnisse, sondern jenen Rücklauf, welchen man sich gefallen lassen muß, damit der Gesammteffect ein Maximum werde. Aus diesem Rücklauf und den übrigen Constructionsdaten (Schiffswiderstand, Schnelligkeit u. s. w.) werden erst die Dimensionen des Propellers berechnet. Der unter diesen Umständen überhaupt erreichbare Maximaleffect ist

$$\eta_0 = (1 + C - \sqrt{C^2 + C}) \left(\frac{\sqrt{C^2 + C} - C}{\sqrt{C^2 + C}} \right).$$

Die jetzt abgeleiteten Gleichungen sind selbstredend nur unter der Voraussetzung richtig, daß man, ohne große Fehler zu begehen, für die oben erwähnte Curve eine wirkliche Hyperbel setzen darf. Ob das zulässig ist, oder ob vielleicht eine andere geometrische Curve der Natur der Sache besser entspricht, als gerade die Hyperbel, das ist eine Frage, welche nur durch Versuche beantwortet werden kann.

Diese Versuche wären folgendermaßen durchzuführen:

Man macht mit ein und demselben Schiffe verschiedene Probefahrten, jede bei einem anderen Schiffswiderstande. Der Schiffswiderstand läßt sich auf künstliche Weise leicht verändern; durch Beisetzen von Segeln wird er verringert, durch Schleppen anderer Schiffe, oder durch Fahren gegen den Wind, vergrößert.

In Folge des verschiedenen Widerstandes wird jede Fahrt einen anderen Rücklauf ergeben; berechnet man nun durch dynamometrische Messungen den Gesammteffect für jede Fahrt, so findet man eine gewisse Anzahl Werthe η_0, welche, mit den entsprechenden Werthen η combinirt, Punkte der gesuchten Curve geben. Diese werden mit möglichster Genauigkeit aufgetragen und nun sieht man zu, durch was für eine Curve sie sich bei geringsten Fehlern verbinden lassen.

Selbst in dem Falle, daß sich für die Curve keine Gleichung aufstellen ließe, kann man noch immer aus ihrer Zeichnung das Maximum des Gesammteffectes und den dazugehörigen Werth des günstigsten Rücklaufes einfach ablesen.

Eine hinreichende Anzahl so durchgeführter Versuche würde uns in den Stand setzen, für jede Schiffsklasse in ziemlich engen Grenzen den vortheilhaftesten Rücklauf anzugeben.

Bis jetzt wurden aber ähnliche Versuche noch nicht durchgeführt und wir sind deshalb außer Stande, die Frage in der eben angedeuteten Weise zu lösen. Durch Praxis und Gewöhnheit ist sie aber zum Theil schon gelöst worden, indem man für die gewöhnlich vorkommenden Schiffstypen den Werth des günstigsten scheinbaren Rücklaufes wenigstens in weiten Grenzen anzugeben vermag.

Die folgende Tabelle enthält diese Erfahrungswerthe.

Schiffsklasse.	scheinbarer Slip.
Boote und Sloops	0,25 bis 0,35
Kanonenboote und Niederbordcorvetten	0,18 bis 0,25
Hochbordcorvetten und Fregatten .	0,14 bis 0,18
Schwere Schlachtschiffe	0,12 bis 0,16

Ueber die Contur der Propellerflügel.

Da wir die drückende Fläche des Propellers so geformt haben, daß jeder ihrer Punkte den gleichen Rücklauf ergiebt, so kann derselbe nicht unmittelbar von der Contur der Flügel beeinflußt werden. Mittelbar wird er es allerdings und zwar insofern, als von der Größe der Triebfläche und von deren Begrenzungslinie die entwickelte Triebkraft und von dieser wieder der Rücklauf abhängt. Von unmittelbarem Einfluß ist jedoch die Form des Propellers auf den Gesammtwirkungsgrad. Die einzelnen Propellersysteme unterscheiden sich hauptsächlich durch die Begrenzungslinien ihrer Flügel und muß die große Verschiedenheit der damit erzielten Resultate den mehr oder minder glücklich gewählten Formen zugeschrieben werden.

Wollte man die günstigste Form der Propellerflügel auf experimentellem Wege bestimmen, so müßten Schrauben von übrigens gleichen Verhältnissen, doch verschiedenen äußeren Conturen in Bezug auf ihren Gesammt- und theilweisen Wirkungsgrad mit einander verglichen werden. Diejenige, bei welcher sich der kleinste Werth von

$$\eta_1 = \eta - \eta_0$$

herausstellt, bei welcher also der durch Reibung und Cohäsion ꝛc. hervorgebrachte Effectverlust ein Minimum ist, wäre als Typus bester Flügelform zu betrachten.

Es ist jedoch nicht nöthig, diese Bestimmung durch Experimente vorzunehmen; wir können die fragliche Form, in ihren allgemeinen Umrissen wenigstens, ganz leicht auf theoretischem Wege ermitteln. Dabei nehmen wir als leitenden Grundsatz an, daß es vortheilhaft sei, die Flügel an jener Stelle am breitesten zu machen, wo der durch die Wasserreibung herbeigeführte Verlust ein Minimum ist, und daß die Flügelbreite dort am kleinsten, wenn möglich gleich Null sein soll, wo dieser Verlust ein Maximum ist.

Der Reibungsverlust ist nun um so fühlbarer, unter je schärferem Winkel das Wasser die Fläche trifft, d. h. je kleiner der Winkel β ist. In dem Falle, wo $\beta = 0$, also auch $dX = 0$ ist, wird die ganze Kraft der Maschine zur Ueberwindung der Reibung verwendet, ist also der durch dieselbe erzeugte Verlust am größten. Das findet in zwei Punkten statt; an der Propelleraxe selbst und in ∞ Entfernung davon. Demnach muß die Flügelbreite an der Axe gleich Null sein und es müssen sich die Begrenzungslinien des Flügels nach Außen zu asymptotisch nähern.

Zwischen diesen ausgezeichneten Werthen $r = 0$ und $r = \infty$ liegt ein Punkt, in welchem der Einfallswinkel β ein Maximum wird; in der Gegend dieses Punktes muß die Triebfläche ihre größte Breite haben.

Um den Radius r_m dieser breitesten Stelle zu finden, suchen wir den Maximalwerth von β.

Es ist

$$\operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}(\alpha - \delta) \text{ Fig. 2.}$$

Mit Berücksichtigung, daß

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{u}{c\eta},$$

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{u}{c},$$

ist auch

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{cu(1-\eta)}{c^2\eta + u^2}.$$

Bildet man nun den Ausdruck

$$\frac{d}{dc}\operatorname{tg}\beta = 0,$$

so findet man jenen Werth der Umfangsgeschwindigkeit c, für welche $\operatorname{tg}\beta$, mithin auch β ein Maximum wird. Nennen wir diese C_m, so ist

$$C_m = \sqrt{\frac{u^2}{\eta}},$$

$$C_m = \sqrt{u c \operatorname{tg}\alpha}.$$

Der Geschwindigkeit C_m entspricht der gesuchte Radius

$$r_m = \frac{1}{\omega}\sqrt{u c \operatorname{tg}\alpha} \quad . \; . \; . \; . \quad (23)$$

Dieser wird am einfachsten graphisch gefunden. In Fig. 5 ist OA die abgewickelte Leitlinie der Schraubenfläche; wir setzen dabei constante Steigung voraus; wäre die Stei-

zunehmend, so wäre O A nicht die Leitlinie selbst, sondern ihre Sehne. Im Uebrigen ändert sich nichts an der und vorstehende Construction gilt gleichmäßig für beide von Schrauben.

$$AC = c \operatorname{tg} \alpha,$$
$$BC = u.$$

Dann ist C_m die mittlere geometrische Proportionale zwischen AC und BC; diese wird bekanntlich mit Hilfe eines Kreises vom Durchmesser AC erhalten

$$C_m = CD.$$

Macht man OM = CD, zieht MN senkrecht auf OM und bestimmt deren Schnittpunkt N mit der durch A gezogenen Horizontalen, so ist die Gerade ON die Abwickelung der Schraubenlinie, längs welcher β ein Maximum ist

$$\beta_{max} = NOP.$$

Der zugehörige Steigungswinkel ist

$$\alpha_m = NOM.$$

Wie man aus der Figur sieht, ist derselbe immer größer als 45°.*)

Setzt man

$$\frac{1}{\omega} = \operatorname{tg} \varphi,$$

$$r_m = C_m \operatorname{tg} \varphi,$$
$$r_m = OM'.$$

Der Propellerflügel muß so geformt sein, daß er bei M' seine größte Breite hat und von da nach Außen und Innen schmäler wird, ungefähr so wie es in Fig. 5 dargestellt ist. Mit diesen Folgerungen sind wir zur Contur des Griffith-Propellers gelangt; dieser ist also der gesuchte Typus der Flügelform.

Außer durch die eigenthümlichen Begrenzungslinien zeichnen sich die Flügel dieses Propellers noch dadurch aus, daß ihre Enden leicht dem Schiffe zugekrümmt sind. Als Erzeugende der Fläche wird nämlich eine Linie verwendet, welche aus einem geraden Stück OA und daran gesetzten Kreisbogen AB besteht. (Fig. 9.) Um den Zweck dieser Anordnung zu erklären, müssen wir erst die allgemeine Wirkungsweise des Propellers einer kurzen Betrachtung unterziehen. Es wurde schon in der Einleitung erwähnt, daß die Schraube als ein Apparat zur Bewegung des Wassers, d. h. als eine Kreiselpumpe angesehen werden muß. Denken wir uns dieselbe festgelagert und in Drehung versetzt, so wird durch die von ihren Flügeln bestrichene Kreisfläche ein Wasserstrom ziehen. Würden wir die Schraube mit einem cylindrischen Rohr von ihrem Durchmesser umhüllen, so würde eben nur das im Rohr befindliche Wasser in Bewegung kommen und zwar würden die einzelnen Wasserfäden nur in axialer Richtung der Schraube zugeführt.

Arbeitet jedoch die Schraube im unbegrenzten Mittel, so kann der Zufluß von allen Seiten her stattfinden und es wird nicht nur jenes Wasser, welches früher innerhalb des Rohres lag, sondern auch, auf eine gewisse Entfernung hin, das umgebende Wasser angesaugt. Ebenso wie bei jedem Ausfluß durch die von der Seite herkommenden Wasserpartieen eine Contraction des Strahles hervorgerufen wird, so zieht auch die Schraube ihr Wasser nicht nur von vorn, sondern auch von der Seite heran und es macht sich in der Bewegung desselben eine centripetale Tendenz geltend.

Denken wir uns nun die Schraube nicht mehr festgelagert, sondern neben ihrer Drehung auch gleichzeitig vorwärtsschreitend, so ändert sich die Wirkungsweise nicht. Das durch ihren Kreis nach rückwärts gejagte Wasser muß gerade um den Betrag des Rücklaufes von Außen her ergänzt werden, woraus wie früher ein Einströmen in centripetaler Richtung resultirt.

An und für sich betrachtet, hat das weiter keine üblen Folgen; es werden eben die einzelnen Wasserelemente während ihres Vorbeistreichens an den Flügeln der Axe genähert, d. h. auf Partieen von größerem Steigungswinkel gebracht, und es wirkt deshalb selbst die Schraube von constanter Steigung so, als ob sie zunehmende Steigung hätte. Ist nun die Erzeugende der Schraube eine gerade Linie, so ist die centripetale Bewegung des Wassers parallel zu den Flügelflächen und es steht ihr nichts im Wege. Die im Wasser enthaltene lebendige Kraft wird deshalb nicht durch die Flügel aufgefangen und weiter geleitet, sondern muß sich durch Stöße und Wirbelbildung in der Nähe der Axe abtödten. Außer dem dabei stattfindenden Arbeitsverlust hat das noch sehr unangenehme und schädliche Erschütterungen des Hinterschiffes zur Folge.

Ist jedoch, wie bei dem Griffith-Propeller, die Erzeugende gegen das Schiff zu abgebogen, so kann das Wasser von der Peripherie aus nicht ungehindert dem Centrum zuströmen, sondern streift an den gekrümmten Flügelenden hin, giebt durch den darauf hervorgebrachten Normaldruck eine Componente zur Triebkraft in axialer Richtung ab und verliert so nach und nach seine centripetale Geschwindigkeit. Da das durch den Rücklauf abgeführte Wasser von Außen her nicht so schnell ergänzt wird, als im vorigen Falle, so muß diese Ergänzung zum Theil durch das zwischen den Flügeln liegende und von ihnen nicht direct bestrichene Wasser erfolgen,

---

*) Erlaubt man sich die Annäherung AC = BC zu setzen, also den Rücklauf zu vernachlässigen, so ist C_m = AC und $\alpha_m = 45^0$. Es würde also jene Partie der Schraubenfläche am vortheilhaftesten sein, deren Steigungswinkel 45° ist. Derselbe Schluß findet sich ohne weiteren Beweis als Urtheil a priori in dem Werke von Labrousse: „Des propulseurs sousmarins“ angeführt. Wir sehen, daß dies nicht streng richtig ist, sondern nur gilt, wenn man den Rücklauf vernachlässigt.

woraus eine bessere Ausnützung des durch den Schraubenkreis ziehenden Wasserstromes, mithin eine Vermehrung der Triebkraft und Verminderung des Rücklaufes resultirt.

Aus der vorstehenden Erläuterung folgt aber auch, wie verkehrt und nachtheilig jene Propellerconstructionen sind, bei welchen, in der Absicht, ein centrifugales Zerstreuen des Wassers zu verhindern, die Flügelenden nach hinten, also vom Schiffe weg, gekrümmt sind. Bei diesen Constructionen trifft das eintretende Wasser nicht auf die active oder Stirnfläche der Schraube, sondern auf ihre Hinterfläche und wirkt so geradezu als Hinderniß der Bewegung.

Ueber die Eintauchung der Oberkante.

Es wurde schon mehrfach erwähnt, daß zur Erzielung einer großen Triebkraft die Schraube einen möglichst großen Durchmesser haben soll. Nun ist man aber in dieser Beziehung durch die Tauchung des Schiffes beschränkt, indem der von den Schraubenflügeln durchstrichene Kreis nicht tiefer reichen soll, als der Kiel. Andererseits darf dieser Kreis auch nicht über die Wasserfläche hervorragen, sondern es muß dessen höchster Punkt noch in einer gewissen Tiefe liegen, wenn die Schraube ruhig arbeiten soll. Diese Tiefe nennt man „Eintauchung der Oberkante".

Ist sie zu gering, so findet ein Heraufschleudern des Wassers, Wirbelbildungen, Einsaugen von Luft, mit einem Worte jene Erscheinung statt, welche der Techniker mit dem Ausdruck „Jagen der Schraube" bezeichnet; ist sie zu groß, so wird dadurch der verfügbare Raum unnöthiger Weise verringert und in Folge dessen weniger active Triebfläche und weniger Triebkraft erhalten, als bei richtiger Wahl der Eintauchung möglich wäre.

Es handelt sich nun darum, jene Grenze derselben zu finden, bei welcher ein Jagen der Schraube nicht mehr zu befürchten ist.

Bei der Berechnung der Componenten des Vacuums wurde darauf hingewiesen, daß jene Druckhöhe k, welche der senkrecht zum Flügelelement gerichteten Geschwindigkeitscomponente entspricht, nicht größer als die Eintauchung des betrachteten Elementes sein darf. Ist diese dynamische Druckhöhe größer als die hydrostatische, so findet an der activen Fläche der Schraube ein gewaltsames Emporschleudern, an der Rückfläche derselben eine vollständige Trennung des Wassers statt.

Nennen wir wie früher v die senkrecht zum Element gerichtete Componente seiner absoluten Geschwindigkeit, so ist

$$v = c \sin \alpha - u \cos \alpha,$$

$$v = u \cos \alpha \left(\frac{1-\eta}{\eta}\right).$$

v wird um so größer, je kleiner bei constanten Werthen von u und η der Steigungswinkel α; dieser nimmt aber gegen den Rand der Schraube hin ab. Deshalb haben wir nur nöthig, die **Flügelenden** in Bezug auf das Jagen zu untersuchen. Tritt es an jenen Stellen nicht auf, so kann es an anderen Punkten der Fläche natürlich noch weniger leicht vorkommen.

Bezeichnen wir die Eintauchung der Oberkante mit e, so muß also zur Erzielung einer stetigen und ruhigen Bewegung

$$e \geqq \frac{v^2}{2g},$$

$$e \geqq \frac{u^2}{2g} \cos^2 \alpha \left(\frac{1-\eta}{\eta}\right)^2.$$

Hierbei ist unter α der Randsteigungswinkel der Schraube zu verstehen; dieser Winkel ist meistens 20 bis 24°. Nehmen wir als Mittelwerth 22° und setzen voraus, daß alle Schrauben diesen Randsteigungswinkel haben, so ist der dabei begangene Fehler ein sehr geringer. Dann wird

$$\cos \alpha = 0{,}927,$$

$$\frac{\cos^2 \alpha}{2g} = 0{,}0438,$$

$$e \geqq 0{,}0438\, u^2 \left(\frac{1-\eta}{\eta}\right)^2. \quad . \quad . \quad (24)$$

Hierbei ist u in Metern pro Sekunde einzusetzen; e erhält man dann ebenfalls in Metern.

Bei großen Seeschiffen ist die durch Gl. 24 ausgesprochene Bedingung immer erfüllt; man ist schon mit Rücksicht auf Wellenschlag und das damit verbundene zeitweilige Entblößtwerden der Schraube gezwungen, dieselbe etwas tiefer zu legen. Auch gestattet der verhältnißmäßig große Tiefgang leicht eine größere Eintauchung der Oberkante, so daß man als Grenzen für e in den meisten Fällen die Werthe $0{,}3^m$ bis $0{,}6^m$ ansehen kann.

Anders ist es bei seicht gehenden Fluß- und Binnensee-Dampfern. Hier muß man mit Rücksicht auf den geringen Tiefgang die Eintauchung der Oberkante so klein als möglich machen, um nicht zu viel am Schraubendurchmesser zu verlieren.

In diesen Fällen muß die Eintauchung der Oberkante gerechnet werden und zwar ist das 1,2- bis 1,5 fache des durch Gl. 24 gegebenen Werthes zu nehmen.

Um den Einfluß zu veranschaulichen, welchen Schiffsgeschwindigkeit und Rücklauf auf die Eintauchung der Oberkante ausüben, können folgende zwei Tabellen dienen. Da es hierbei nur auf eine ungefähre Bestimmung von e ankommt, so wurde $\xi = 0$ angenommen, also vorausgesetzt, daß das Schiff kein Kielwasser nachziehe.

Für eine Schiffsgeschwindigkeit von 5 Met. pro Sekunde, d. i. nicht ganz 10 Seemeilen in der Stunde, ist

für $\varrho =$ 10, 15, 20, 25, 30, 35 Proc.,

$\left(\frac{1-\eta}{\eta}\right)^2 =$ 0,0123, 0,0311, 0,0625, 0,111, 0,1886, 0,2894,

und $e \geqq$ 0,013, 0,034, 0,068, 0,121, 0,201, 0,316 Met.,

ährend für eine Schiffsgeschwindigkeit von 7^m pro Sekunde die Eintauchung schon doppelt so groß sein müßte, d. i.

$e \geqq$ 0,026, 0,068, 0,136, 0,242, 0,402, 0,632 Met.

Aus vorstehender Tabelle ist ersichtlich, daß mit wachsendem Slip und wachsender Schiffsgeschwindigkeit die Eintauchung der Oberkante rapid zunimmt. Daraus folgt auch, daß man bei seicht gehenden Booten so viel als möglich einen großen Rücklauf vermeiden soll; als obere Grenze kann der Werth

$$\varrho = 25 \text{ Proc. dienen.}$$

Ueber die gesammte von einem Propellerflügel ausgeübte Triebkraft.

Wir haben in den Gleichungen (11) und (12) gefunden, daß die von einem Elementarstreifen der Propellerfläche ausgeübte Triebkraft ist:

$$X = \frac{3}{2}\mu\frac{\gamma}{g}\, b\, d\, r\, v^2 \cos\alpha \text{ bei constanter Steigung,}$$

$$X = \frac{5}{2}\mu\frac{\gamma}{g}\, b\, d\, r\, v^2 \cos\alpha \text{ bei zunehmender Steigung.}$$

Die beiden Ausdrücke unterscheiden sich bloß durch den Zahlencoefficienten; wir wollen deshalb zur Vereinfachung der Schreibweise für dieselben einen einzigen Ausdruck wählen und für beide Arten von Schrauben die Triebkraft nach der Formel

$$dX = \mu\frac{\gamma}{g}\, b\, d\, r\, v^2 \cos\alpha \quad . \; . \; . \quad (25)$$

bestimmen.

Da wir μ doch auf experimentellem Wege finden, so beeinträchtigt diese Schreibweise die Allgemeinheit der Untersuchungen nicht und wir können uns in Folgendem, ebenso wie wir es bei Betrachtung des Rücklaufes gemacht haben, auf die Schraube von constanter Steigung beschränken.

Es war

$$\eta = \frac{u}{c \operatorname{tg}\alpha}$$

und

$$v = c \sin\alpha - u\cos\alpha.$$

Diese beiden Ausdrücke in Gl. 25 eingeführt, giebt

$$dX = \mu\frac{\gamma}{g}\, b\, d\, r\left(1 - \frac{u\cos\alpha}{c\sin\alpha}\right)^2 c^2 \sin^2\alpha\cos\alpha,$$

$$= \mu\frac{\gamma}{g}\, b\, d\, r\left(1 - \frac{u\cos\alpha}{c\sin\alpha}\right)^2 \frac{u^2\cos^2\alpha}{\eta^2} . \cos\alpha$$

$$= \mu\frac{\gamma}{g}\, u^2\left(\frac{1-\eta}{\eta}\right)^2 b\cos^3\alpha\, d\, r. \quad . \; . \; . \; . \quad (26)$$

In dieser Gleichung ist blos b, α und r variabel; alles Uebrige ist für die ganze Fläche constant.

Man findet demnach durch Integration zwischen den Grenzen

r = i innerer Halbmesser des Flügels,

r = a äußerer " " "

die gesammte von den Flügeln entwickelte Triebkraft

$$X = \mu\frac{\gamma}{g}\, u^2\left(\frac{1-\eta}{\eta}\right)^2 \int_i^a b\cos^3\alpha\, d\, r \quad . \; . \quad (27)$$

Das in Gl. 27 vorkommende Integral läßt sich in den seltensten Fällen durch Rechnung lösen; einmal, weil der darin vorkommende Ausdruck

$$\cos\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{h}{2\pi r}\right)^2}}$$

eine complicirte Form hat, dann aber hauptsächlich auch darum, weil sich die Flügelbreite b in den meisten Fällen gar nicht in mathematischer Form als Function des Radius ausdrücken läßt. Wir wollen deshalb gleich von vorn herein auf eine wirkliche Berechnung des Integrales verzichten und dasselbe lieber construiren.

Denkt man sich über dem Radius des Flügels eine Curve gezeichnet, deren Ordinaten durch die entsprechenden Werthe von $b\cos^3\alpha$ gebildet werden, so ist der zwischen Radius und Curve eingeschlossene Flächeninhalt der Werth des fraglichen Integrales. Nennen wir diesen F′, den Inhalt des Flügels selbst F, so ist

$$F = \int_i^a b\, d\, r,$$

$$F' = \int_i^a b\cos^3\alpha\, d\, r, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (28)$$

$$F' < F.$$

Mit Einführung dieser activen Triebfläche in Gleichung (27) wird

$$\left.\begin{aligned} X &= \mu\frac{\gamma}{g}\, u^2\left(\frac{1-\eta}{\eta}\right)^2 F' \\ \text{oder} \quad X &= \mu\frac{\gamma}{g}\, u^2\left(\frac{\varrho}{1-\varrho}\right)^2 F' \end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \quad (29)$$

Die Fläche F′ kann, wenn die Dimensionen der Schraube

durch ein Modell oder durch eine Zeichnung gegeben sind, leicht gefunden werden.

In den Figuren 6, 7 und 8 ist die Construction vom F′ durchgeführt.

Es stellt OJADEBK die abgewickelte Fläche eines Propellerflügels dar. Da die Schraubenfläche nicht zu den sogenannten developpablen Flächen gehört, so muß man sich die Abwickelung so vorgenommen denken, daß man zuerst die ganze Fläche durch Cylinderschnitte in Elementarstreifen zerlegt, jeden Streifen für sich ausbreitet und dann alle aneinanderreiht. Dies gilt für eine Schraube von constanter Steigung; hätten wir es mit einer Schraube von zunehmender Steigung zu thun, so wickeln wir nicht diese selbst, sondern die ihr äquivalente Schraube von mittlerer constanter Steigung ab. Unter Flügelbreite an irgend einer Stelle verstehen wir die Länge des betreffenden Elementarstreifens.

So ist z. B. b = AB die Flügelbreite in der Entfernung r = OC von der Axe.

Es handelt sich nun darum, die Gleichung

$$b' = b \cos^3 \alpha$$

zu construiren.

In Fig. 6 ist OC_a der äußere Schraubenhalbmesser a, α_a der entsprechende Randsteigungswinkel, so daß

$$a \operatorname{tg} \alpha_a = \frac{h}{2\pi},$$

$$a \operatorname{tg} \alpha_a = OH.$$

Ebenso ist für irgend einen Radius r = OC und den dazugehörigen Steigungswinkel α

$$r \operatorname{tg} \alpha = OH.$$

Es gehen somit alle Leitlinien durch den Punkt H. Trägt man von C aus auf CH die entsprechende Flügelbreite b = AB auf und projicirt sie auf den Radius, so ist die Projection = $b \cos \alpha$; diese Strecke wieder auf CH aufgetragen und projicirt, giebt $b \cos^2 \alpha$, und das Verfahren nochmals wiederholt giebt

$$b' = b \cos^3 \alpha.$$

Denkt man sich diese Construction für eine genügend große Anzahl verschiedener Radien und Flügelbreiten durchgeführt, die resultirenden Längen b′ in den entsprechenden Distanzen von einander senkrecht zu einer Geraden (O′D′, Fig. 8) aufgetragen und ihre zweiten Endpunkte durch eine Curve verbunden, so schließt diese mit der Geraden die gesuchte Fläche F′ ein.

Ist i = O′J′ der Halbmesser der Nabe oder Kugel, in welcher die Flügel befestigt sind, so ist die active Fläche durch die Figur

$$F' = J'A'D'E'B'K'$$

dargestellt.

Diese Figur giebt auch ein recht anschauliches Bild über die Vertheilung der Triebkraft auf die einzelnen Flügelpartieen. Im vorliegenden Falle, wo ein Griffith-Pr[...] als Beispiel gewählt wurde, liegt die größte Kraftentwi[...] in der Mitte des Flügels, während die Enden etwas w[...] die centralen Partieen jedoch sehr wenig zur Triebkra[...] tragen.

Trotz der großen Flügelbreite an dieser Stelle [...] Kraftentwickelung gering; da überdies die Fleischstärk[...] Flügels nach der Axe hin wegen seiner abnehmenden [...] unverhältnißmäßig zunehmen müßte und der dadurch e[...] Widerstand die geringe Triebkraft aufwiegen würde, [...] scheint die Anwendung einer verhältnißmäßig großen [...] ganz gerechtfertigt. Nach Griffith soll der Durch[...] derselben wenigstens $\frac{1}{4}$ von dem der Schraube betra[...]

Der vom Propeller auf das Schiff ausgeübte [...] muß im Beharrungszustande, also bei constanter Fahrge[...] digkeit dem Schiffswiderstand gleich sein. Bezeichnen w[...] A das Areal des eingetauchten Hauptspantes, mit [...] Schiffsgeschwindigkeit und mit ζ einen Coefficienten zu[...] stimmung des Schiffwiderstandes, so wird derselbe beka[...] durch den Ausdruck

$$\zeta \frac{\gamma}{g} A U^2$$

dargestellt.

Unter Voraussetzung einer m flügeligen Schraube [...] also für den Beharrungszustand die Gleichung gelten

$$T = \zeta \frac{\gamma}{g} A U^2 = m . \mu \frac{\gamma}{\eta} u^2 \left(\frac{\varrho}{1-\varrho}\right)^2 F'.$$

Wir vernachlässigen dabei die durch Wasserreibung[...] häsion u. s. w. entstehenden Verluste an der Triebkraft[...] genauer ausgedrückt, wir setzen voraus, daß der Einfluß [...] Widerstände mit im Coefficienten μ enthalten ist. [...] Annahme ist auch deshalb gerechtfertigt, weil wir μ n[...] Versuchen, die wir an wirklichen Schiffsschrauben an[...] bestimmen. Da aber auch die bei den Versuchen ve[...] deten Schrauben verhältnißmäßig dieselben Widerstände [...] als wie alle andern, so erhalten wir in μ schon ein[...] Verhältniß zu diesen Widerständen reducirten Coeffici[...] den wir nun direct zur Bestimmung der Triebkraft verw[...] können. Zur Berechnung des Widerstandscoefficienten [...] nicht constant ist, sondern von der Bauart des Schiffe[...] Geschwindigkeit U desselben und der Breite des Fahrw[...] abhängt, existiren eine ganze Reihe von Formeln, der[...] kanntesten jene von Bourgeois und jene von Rankin[...] Ohne auf diese näher einzugehen, nehmen wir an, [...] für ein vorliegendes Schiff ζ nach einer oder der a[...] Methode berechnet worden und nunmehr bekannt. Da[...] auch die zur Fortbewegung des Schiffes nöthige Trie[...] bekannt.

$$T = \zeta \frac{\gamma}{g} U^2 A.$$

Setzen wir nun in Formel 30 für u seinen Werth

$$U(1-\xi),$$

so kann mit U gekürzt werden und wir erhalten eine Gleichung, in welcher blos mehr ϱ unbekannt ist. Aus dieser Gleichung kann also der bei einem vorliegenden Schiff und einer vorliegenden Schraube zu erwartende Rücklauf berechnet werden. Es ist

$$\varrho = \frac{1}{1+(1-\xi)\sqrt{\frac{\mu m F'}{\zeta A}}} \quad . . . \quad (31)$$

Da z mit der Schiffsgeschwindigkeit wächst, so muß auch bei größerer Schiffsgeschwindigkeit ein größerer Rücklauf eintreten, ein Resultat, welches durch die Erfahrung vielfach bestätigt wird.

Soll der Rücklauf klein ausfallen, so muß also ξ, ζ und A klein, dagegen μ und mF' groß sein. Zur Erzielung eines geringen Rücklaufes soll daher

1. das Schiff scharf gebaut sein, damit sein Widerstandscoefficient klein ausfalle, und damit es möglichst wenig Kielwasser nachziehe,

2. das Verhältniß des eingetauchten Hauptspantes zur activen Triebfläche der Schraube soll möglichst groß sein.

Bei practischen Ausführungen schwankt dieses Verhältniß

$\frac{mF'}{A}$ bei Griffith-Schrauben zwischen 0,04 bis 0,05,

„ Smith'schen „ „ 0,045 „ 0,06,

Erlaubt man sich die Annäherung, die active Triebfläche mF' der Projection sämmtlicher Flügel auf die Rotationsebene proportional zu setzen, so kommt man auf die gewöhnlich in der Praxis übliche Methode zur Bestimmung der Größe der Triebfläche. Es soll der Flächeninhalt sämmtlicher Flügelprojectionen zusammengenommen $\frac{1}{12}$ bis $\frac{1}{20}$ von der Fläche des eingetauchten Hauptspantes betragen.

Führen wir in Gleichung (30) statt des wirklichen den scheinbaren Rücklauf ein.

Wir haben dann zu setzen

$$\varrho = \varrho'(1-\xi)+\xi,$$
$$\eta' = 1-\varrho',$$
$$\eta = \eta'(1-\xi),$$
$$(1-\xi)^2\left(\frac{1-\eta'(1-\xi)}{\eta'(1-\xi)}\right)^2 = (1-\xi)^2\left(\frac{\varrho}{1-\varrho}\right)^2.$$

Setzen wir

$$\frac{1-\eta'(1-\xi)}{\eta'} = \lambda,$$

so ist nach Gl. (30)

$$\zeta\frac{\gamma}{g}AU^2 = m\mu\frac{\gamma}{g}U^2\lambda^2F',$$

woraus

$$\frac{\zeta}{\mu} = \lambda^2\frac{mF'}{A} \quad . . . . . . \quad (32)$$

Den Werth $\frac{\zeta}{\mu}$ wollen wir Güteverhältniß nennen; je kleiner ζ, desto besser läuft das Schiff, je größer μ, desto energischer wirkt die Schraube. Der Quotient $\frac{\zeta}{\mu}$ giebt also gleichzeitig ein Maß für die Schneidigkeit des Schiffes und den Widerstand der Schraube.

Da F' und A sich einfach durch Abmessung ergeben, λ aus den Größen ϱ' und ξ berechnet wird, so genügt für jedes Schiff eine einzige Probefahrt, um dessen Güteverhältniß zu finden.

Die folgende Tabelle enthält für eine Reihe von verschiedenen Schiffen diese aus Probefahrten gewonnenen Resultate. Der Vollständigkeit halber sind außer dem Güteverhältniß noch folgende Daten darin aufgenommen:

D = Durchmesser der Schraube in Fußen,

h = Steigung der Schraube in Fußen; es sei hier bemerkt, daß durchweg Schrauben von constanter Steigung angewendet wurden. Die Schiffe haben durchaus Griffith-Propeller; die einzige Ausnahme bildet die unter VIII angeführte Holzcorvette, welche einen Propeller nach System Smith hat. Diesem Umstande ist auch das geringe Güteverhältniß dieses Schiffes zuzuschreiben,

A = Areal des eingetauchten Hauptspantes in Quadratfußen,

mF' = active Triebfläche in Quadratfußen,

$\frac{mF'}{A}$ = dem Verhältniß beider,

ϱ' ist der bei der Probefahrt scheinbare Rücklauf in Proc.,

$\lambda^2 = \left[\frac{1-\eta'(1-\xi)}{\eta'}\right]^2.$

U = die Schiffsgeschwindigkeit in Seemeilen pro Stunde.

Da für keines der Schiffe der Coefficient ξ, welcher das Nachziehen von Kielwasser angiebt, bekannt war, so wurde durchwegs für alle $\xi = 0{,}05$ angenommen. Die Tabelle ist nach den Geschwindigkeiten geordnet. Die Aufnahme dieser in die Tabelle ist aus dem Grunde wichtig, weil der Widerstandscoefficient eines Schiffes auch von dessen Geschwindigkeit abhängt, also zu einer richtigen Schätzung des Güteverhältnisses auch die Geschwindigkeit gleichzeitig in Betracht gezogen werden muß.

So ist zum Beispiel für das mit I bezeichnete Schiff das Güteverhältniß $\frac{\zeta}{\mu} = 0{,}00231$ bei einer Geschwindigkeit von 13,37 Meilen. Eine zweite mit demselben Schiff bei einer Geschwindigkeit von 10,85 Meilen ausgeführte Probefahrt ergab einen scheinbaren Rücklauf von 12,7 Proc. Das daraus resultirende Güteverhältniß ist

$$\frac{\zeta}{\mu} = 0{,}00157.$$

Da wir μ als constant ansehen, so ist diese bedeutende Differenz im Güteverhältniß dem Widerstandscoefficienten ζ zuzuschreiben, welcher im zweiten Fall nur 0,7 mal so groß ist, als im ersten.

Tabelle über das Güteverhältniß.

	Bezeichnung des Schiffes.	D	h	A	mF′	$\frac{mF'}{A}$	ϱ'	λ^2	$\frac{\zeta}{\mu}$	U
I.	Eiserne Fregatte von sehr scharfen Formen; sehr rank.	13,00	21,00	765	31,34	0,04096	15,8	0,0564	0,00231	13,37
II.	Casemattschiff von scharfen Formen; sehr stabil.	21,50	26,50	1050	48,60	0,04628	15,0	0,0515	0,00238	12,80
III.	Casemattschiff von vollen Formen; rollt stark.	19,00	22,00	958	36,50	0,03810	20,0	0,0900	0,00348	11,55
IV.	Casemattschiff von vollen Formen; noch nicht ausgerüstet.	20,75	22,50	910	43,20	0,04700	18,2	0,0740	0,00347	11,25
V.	Eiserne Corvette neuerer Bauart; etwas rank.	13,50	16,50	378	16,72	0,04420	18,0	0,0724	0,00320	11,10
VI.	Hölzerne Corvette neuerer Bauart; ziemlich rank.	15,00	18,00	410	19,70	0,04800	17,5	0,0687	0,00330	10,48
VII.	Hölzerner Schooner; ziemlich stabil.	9,75	10,50	210	10,23	0,04870	19,0	0,0806	0,00390	9,00
VIII.	Hölzerne Corvette alter Bauart; sehr stabil.	12,50	17,50	437	20,00	0,04570	22,0	0,1110	0,00507	8,70
IX.	Schooner.	9,75	10,50	210	10,23	0,04870	15,0	0,0515	0,00301	7,50

Bestimmung der Coefficienten ξ, ζ und μ.

Im Verlaufe der vorigen Untersuchungen haben wir eine Reihe von Coefficienten einführen müssen, welche für jedes Propeller-System verschiedene Werthe haben. Da sich dieselben durch Rechnung nicht ermitteln lassen, so müssen sie mittelst Versuchen gefunden werden. Diese Versuche sind folgendermaßen anzustellen.

Man macht mit den betreffenden Schiffen Probefahrten und bestimmt bei jeder Fahrt folgende Größen.

1. Die Schiffsgeschwindigkeit U.
2. Die Umdrehungsgeschwindigkeit der Schraube n.
3. Den von derselben auf das Truftlager ausgeübten Druck T. Die letztere Bestimmung geschieht gewöhnlich mittelst eines automatisch wirkenden Apparates, der die Größe des Axendruckes durch die Ordinaten einer Curve darstellt, deren Abscissen zur Umdrehungszahl der Schraubenaxe in entsprechendem Verhältniß stehen. Ohne auf die nähere Beschreibung dieses Kraftmessers einzugehen, möge nur erwähnt werden, daß die Druckcurve eine wellenförmige Gestalt hat, und zwar entsprechen die Maxima jenen Stellungen der Schraube, bei welchen ein oder zwei Flügel senkrecht stehen, weil die Flügel beim Passiren des Achterstevens auf ein Wasser treffen, welches stärker als das übrige seitwärts befindliche Wasser dem Schiffe nachzieht und mithin eine plötzliche Vermehrung der Triebkraft, einen Stoß, bewirkt.

Natürlicher Weise ist unter T der aus dem Diagramme construirte mittlere Druck zu verstehen.

Bestimmung von ξ.

Dazu sind zwei mit verschiedenen Geschwindigkeiten ausgeführte Probefahrten nöthig.

Die Resultate des

1. Versuches seien U_1 n_1 T_1,

die des 2. „ „ U_2 n_2 T_2.

Nun ist nach Gl. (30)

$$T_1 = m\mu \frac{\gamma}{g} u_1^2 \left(\frac{\varrho_1}{1-\varrho_1}\right)^2 F'.$$

$$T_2 = m\mu \frac{\gamma}{g} u_2^2 \left(\frac{\varrho_2}{1-\varrho_2}\right)^2 F'.$$

verwendet, muß die Eintrittssteigung und die mittlere Steigung constant sein, die Austrittssteigung jedoch gegen das Centrum hin zunehmen. Solche Schrauben entwickeln $\frac{5}{3}$ mal so viel Triebkraft, als die von constanter Steigung. Der Rücklauf derselben wird nicht nach ihrer Austritts-, sondern nach ihrer mittleren Steigung berechnet.

Für beide Arten von Schrauben gelten übrigens die gleichen Formeln:

Der wirkliche Rücklauf

$$\varrho = \frac{nh - U(1-\xi)}{nh}.$$

Die Triebkraft

$$T = m\mu\frac{\gamma}{g}\lambda^2 U^2 F',$$

wobei

$$\lambda = \frac{\varrho'(1-\xi)+\xi}{1-\varrho'}$$

und

$$\varrho' = \frac{nh - U}{nh}$$

der scheinbare Rücklauf.

Der bei einer vorliegenden Construktion zu erwartende wirkliche Rücklauf

$$\varrho = \frac{1}{1+(1-\xi)\sqrt{\frac{\mu m F'}{\zeta A}}}.$$

Daraus der scheinbare Rücklauf

$$\varrho' = \frac{\varrho-\xi}{1-\xi}.$$

Das Güteverhältniß

$$\frac{\zeta}{\mu} = \lambda^2\frac{mF'}{A}.$$

Die Eintauchung der Oberkante

$$e \geqq 0{,}0438\,\lambda^2 U^2.$$

Die Aufgabe, für ein bestimmtes Schiff jene Schraube zu construiren, welche am vortheilhaftesten arbeitet, wird einfach durch Anwendung obiger Formeln gelöst.

Als gegeben, beziehungsweise gewählt, nehmen wir dabei an:

1) Den Schiffswiderstand T,
2) Die Schiffsgeschwindigkeit U,
3) Die Tauchung der Schraube,
4) Den günstigsten scheinbaren Rücklauf; derselbe wird in den durch ähnliche Constructionen gegebenen Grenzen gewählt,
5) Die Coefficienten ξ und μ.

Zu berechnen ist nun:

I. Der wirkliche Rücklauf nach der Formel

$$\varrho = \varrho'(1-\xi)+\xi.$$

II. Die Größe λ nach der Formel

$$\lambda = \frac{\varrho}{1-\varrho'}.$$

III. Die Grenze für die Eintauchung der Oberkante

$$e \geqq 0{,}0438\,\lambda^2 U^2.$$

Bei Schiffen, welche in ruhigem Wasser laufen, nehme man für e das 1,2 bis 1,5fache des berechneten Werthes. Bei Schiffen, welche starke See auszuhalten haben, mache man jedoch e = 0,2 bis 0,6 m je nach der Größe des Schiffes.

IV. Die active Triebfläche

$$mF' = \frac{g}{\gamma}\frac{T}{\mu U^2 \lambda^2}.$$

Im Falle, daß man μ nicht kennt, kann auch mit Zuhilfenahme der oben angeführten Tabelle das Güteverhältniß zur Berechnung von mF' verwendet werden; es ist:

$$mF' = \left(\frac{\zeta}{\mu}\right)\frac{A}{\lambda^2}.$$

Nun wähle man die Flügelzahl; in der Regel erhalten große Schrauben 2, kleinere 3 bis 4 Flügel.

Die weitere Bestimmung der fraglichen Triebfläche geschieht zum Theil auf graphischem Wege.

Aus der Tauchung der Schraube und der Eintauchung ihrer Oberkante ergiebt sich ihr äußerer Halbmesser a; nun zeichne man versuchsweise über demselben eine der Figur O'J'A'D'E'B'K' ähnliche Figur, so daß der eingeschlossene Inhalt ungefähr gleich F' ist. Wir setzen dabei voraus, daß wir eine zweiflügelige Griffith-Schraube construiren wollen.

Unter vorläufiger Annahme eines Randsteigungswinkels von 22° bestimme man durch Construction der Gleichung

$$b = \frac{b'}{\cos^3\alpha}$$

zur Fläche F' die zugehörige abgewickelte Propellerfläche F.

Diese wird in der Regel keine normalen Formen haben und es muß deshalb die Contur von F' und die Steigung der Schraube so lange verändert werden, bis man eine Flügelform von richtigen und schönen Verhältnissen erhält.

Zur leichteren Beurtheilung dieser durch die Praxis als zweckmäßig befundenen Verhältnisse können folgende Zahlen dienen.

Bei zweiflügeligen Griffith-Propellern, deren Halbmesser

	a = 2,5 bis 3,5 m	und a = 1,2 bis 2,5 m.
sind, betrage die Steigung	2,2 a	2,5 a,
der Halbmesser der Kugel	0,26 a	0,26 a,
die Breite der Flügelenden	0,26 a	0,28 a,
die größte Flügelbreite	0,60 a	0,62 a,
der Radius an der breitesten Stelle	0,50 a	0,45 a,
die Pfeilhöhe der Flügelkrümmung	0,072 a	0,082 a

in Fig. 9 mit f bezeichnet.

In dieser Figur ist eine Griffith-Schraube von drei Meter Durchmesser gezeichnet; so weit es der kleine Maßstab erlaubte, sind auch die constructiven Details der Befestigung der Flügel in der Kugel eingetragen. Die Erzeugende der Triebfläche besteht aus einem geraden Stück OA und einem Kreisbogen AB; in der Regel ist das gerade Stück so lang als der Kreisbogen.

Weitere Anhaltspunkte kann die folgende, der Zeitschrift „Archiv für Seewesen" entnommene Tabelle bieten.

Durchmesser	Steigung / Durchmesser	Summe der Längen / Steigung
2 m	1,68	0,27
3	1,55	0,29
5	1,26	0,31
7	1,05	0,33

Unter Summe der Längen versteht man die Summe der in der Axenrichtung gemessenen größten Flügeldimensionen.

Es bleibt natürlich dem Ermessen des Constructeurs überlassen, in wie weit er sich an diese Verhältnißzahlen halten will. Immerhin muß aber die Sache so eingerichtet werden, daß die Fläche F' ihren durch die Rechnung bedingten Inhalt beibehält.

Hat man nun die Steigung des Propellers gefunden, so ergiebt sich die Umdrehungszahl

$$n = \frac{U}{h(1-\varrho')}.$$

Sollte diese einen Werth erhalten, der mit Rücksicht auf das anzuwendende Dampfmaschinensystem nicht zulässig ist, so muß durch eine andere Wahl der Steigung oder des scheinbaren Rücklaufes diesem Uebelstande abgeholfen werden. In diesem Falle ist dann die ganze Construction der Triebfläche unter den veränderten Bedingungen nochmals durchzuführen.

Diese Methode zur Bestimmung des Propellers hat zwar den Uebelstand, daß sie viel Mühe und Genauigkeit erfordert, aber sie ist die einzige, welche sich anwenden läßt. Wo so viele Factoren zusammen Einfluß nehmen, ist es nicht möglich, alle gleichzeitig durch die Rechnung zu berücksichtigen und mit einem Schlag ein endgiltiges Resultat zu erhalten, sondern man muß sich begnügen durch Probiren nach und nach die Aufgabe zu lösen.

Der Vollständigkeit halber möge hier noch die Bestimmung der Leistung der Maschine angeführt werden.

Die von der Schraube an das Schiff abgegebene mechanische Arbeit ist

$$L = Tu,$$
$$L = TU(1-\xi).$$

Bezeichnet man das Verhältniß dieser Arbeit zur indicirten Arbeit der Maschine L_i mit ε, so ist ε der Wirkungsgrad der ganzen Anlage. Erfahrungsgemäß beträgt ε bei

Booten und Sloops . .	35	bis	40	Proc.
Corvetten und Schoonern	40	„	45	„
Fregatten	45	„	50	„
Großen Panzern . . .	50	„	55	„

Die Leistung der Maschine ist nun

$$L_i = \frac{1}{\varepsilon} TU(1-\xi).$$

Die durch den Rücklauf verlorene Arbeit ist

$$L_r = \varrho . n h T.$$

Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe,

mit 1 Atmosphäre = 10000 Kilogr. auf den Quadratmeter berechnet

von

Albert Fliegner,
Professor der Maschinenenlehre am eidgen. Polytechnikum in Zürich.

Unter einer Atmosphäre verstand man bekanntlich bisher den mittleren Druck der Luft am Meeresspiegel, entsprechend einer Quecksilbersäule von 760 mm, oder, bei dem specifischen Gewichte des Quecksilbers von 13596

Kilogr. pro Cub.-Met., einem Drucke von 10333 Kilogr. auf den Quadratmeter. In die technischen Rechnungen ist der Druck in dieser letzteren Einheit einzuführen, die Angaben des Druckes werden dagegen immer, um kleinere Zahlen zu erhalten, in Atmosphären gemacht, so daß stets Multiplicationen oder Divisionen mit dem unbequemen Factor 10333 nöthig sind. Es ist daher für angenäherte Rechnungen an manchen Orten schon längst in Gebrauch gewesen, die Atmosphäre rund zu 10000 Kilogr. zu nehmen. Die am 29. Mai 1871 publicirten „Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln" (Reichsgesetzblatt S. 122 ff.) führen nun diese Normirung für Deutschland gesetzlich ein (§. 11. „Unter Atmosphärendruck wird ein Druck von einem Kilogramm auf den Quadratcentimeter verstanden"). Es entspricht dieser Druck einem Barometerstande von $735{,}51^{mm}$, ist also ein mindestens ebenso rationeller Mittelwerth, als der nur am Meeresspiegel geltende von 760^{mm}.

Der baldigen Einführung der neuen Einheit in die rechnende Praxis steht namentlich im Wege der Mangel einer danach berechneten Hilfstabelle für gesättigte Wasserdämpfe. Ich habe demnach die Mühe für nicht verloren gehalten, die in den „Grundzügen der mechanischen Wärmetheorie" von Hrn. Prof. Zeuner*) am Schlusse enthaltene Haupttabelle in dieser Richtung umzurechnen. Dabei habe ich nur diese einzige Einheit geändert, alle übrigen physikalischen Maßeinheiten dagegen unverändert lassen zu müssen geglaubt. So entspricht z. B. nach wie vor der Siedepunkt des Celsius'schen Thermometers der Temperatur des bei 760^{mm} kochenden Wassers. Würde man diesen Punkt auf das Sieden bei der neuen Atmosphäre von $735{,}51^{mm}$ bezogen haben, so wären sämmtliche Thermometer zu ändern, die Calorie würde einen anderen Werth annehmen, fast sämmtliche Constanten aus der Wärmelehre und manche aus anderen Zweigen der Physik würden umgerechnet werden müssen, kurz, es gäbe eine Umwälzung, an welcher die Einbürgerung der neuen Atmosphäre einfach scheitern würde. Da aber die Physik selten nach Atmosphären rechnet, ihren Druck vielmehr ausschließlich in Millimetern Quecksilbersäule angiebt, so kann die Aenderung der Einheit der Atmosphäre für die technische Praxis vorgenommen werden, ohne die physikalischen Constanten irgendwie zu beeinflussen. Es ist dann nur die Siedetemperatur des Wassers bei dem Drucke von 1 Atm. $99{,}088^{0}$ Cels., anstatt 100^{0} nach der alten Rechnung.

Die Tabelle enthält zunächst sämmtliche in der schon erwähnten Zeuner'schen Haupttabelle angegebenen Größen, nur mit Ausnahme der Differenzen von $\frac{\varrho}{u}$, Werthen, die bei praktischen Rechnungen kaum je gebraucht werden. Auch konnte der Druck in Kilogrammen pro Quadratmeter fortgelassen werden, da man, um ihn zu erhalten, nur den Druck in Atmosphären mit 10000 zu multipliciren braucht. Dagegen sind die bei der genauen Berechnung der adiabatischen Curve nöthigen Werthe von τ und $\frac{r}{T}$ hinzugefügt worden.

Der Gang der Berechnung war folgender: Zunächst interpolirte ich nach der in den „Abhandlungen aus der mech. Wärmetheorie" von Hrn. Prof. Clausius (I. Theil, S. 230) enthaltenen Tabelle, welche den Druck für jeden Temperaturgrad angiebt*), die dem angenommenen Drucke entsprechende Temperatur in Graden Celsius (T_c). Dann wurden diese Werthe nach der in den „Grundzügen" S. 253 enthaltenen Regnault'schen Formel, die den Druck in Function der Temperatur giebt, durch Probiren corrigirt. Es war dabei höchstens eine Vergrößerung der dritten Decimale um 4 Einheiten nöthig. Nun war es leicht, nach den bekannten empirischen Formeln von Regnault zu berechnen: die Flüssigkeitswärme

$$q = T_c + 0{,}00002\,T_c^2 + 0{,}0000003\,T_c^3,$$

und die Gesammtwärme

$$\lambda = 606{,}50 + 0{,}305\,T_c.$$

Dann ergiebt sich die Verdampfungswärme

$$r = \lambda - q.$$

Ferner mußte $\frac{dp}{p\,dT}$ nach den Formeln auf S. 259 der „Grundzüge" berechnet werden, dann konnte aus Gleichung 215 auf S. 280 die äußere latente Wärme

$$Apu = \frac{r}{T\frac{dp}{p\,dT}},$$

und damit auch die innere latente Wärme

$$\varrho = r - Apu$$

berechnet werden.

Von diesen Wärmemengen sind auch nur q, ϱ und Apu in die Tabelle aufgenommen, die übrigen, λ, r und die Dampfwärme, $J = q + \varrho$, ergeben sich einfach durch Addition aus jenen.

Das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit, A, ist nach den neuesten Regnault'schen Beobachtungen*) eingeführt. Derselbe findet aus Versuchen über Schallgeschwin-

*) Weiterhin wird dieses Buch der Einfachheit wegen kurz als „Grundzüge" citirt werden.

*) Die in Weisbach's „Ingen. und Masch.-Mechanik" II. Th., S. 871, enthaltene Tabelle ist zwischen 1^{0} und 99^{0} Cels. nicht nach der von Moritz corrigirten Formel berechnet. Man sieht das sofort durch Vergleichung der Differenzen des Druckes.

**) Mémoires de l'academie des sciences, t. XXXII.

1. Druck in Atm. und Kilgr. pr. □Centim.	2. Druck in Millimeter Quecksilbersäule.	3. Temperatur T_c (Celsius).	4. Flüssigkeitswärme. q.	5. Innere latente Wärme. ϱ.	6. Aeußere latente Wärme. A p u.	7. u.	8. $\frac{\varrho}{u}$	9. Specifisches Gewicht. γ.	10. τ.
0,1	73,55	45,579	45,649	539,634	35,119	15,81184	35,24	0,0653	0,15463
0,2	147,10	59,755	59,890	528,347	36,488	7,95430	66,42	0,1257	0,19836
0,25	183,88	64,633	64,798	524,455	36,960	6,44586	81,36	0,1551	0,21300
0,3	220,65	68,742	68,934	521,175	37,357	5,42919	95,29	0,1842	0,22518
0,4	294,20	75,467	75,710	515,808	37,999	4,14193	124,53	0,2414	0,24482
0,5	367,76	80,899	81,189	511,476	38,509	3,35798	152,32	0,2977	0,26042
0,6	441,31	85,484	85,818	507,826	38,929	2,82887	179,52	0,3534	0,27341
0,7	514,86	89,469	89,844	504,659	39,285	2,44691	206,24	0,4085	0,28458
0,75	551,63	91,285	91,680	503,218	39,444	2,29302	219,46	0,4359	0,28964
0,8	588,41	93,003	93,427	501,847	39,592	2,15776	232,58	0,4632	0,29439
0,9	661,96	96,187	96,639	499,337	39,861	1,93105	258,58	0,5176	0,30316
1,0	735,51	99,088	99,576	497,048	40,098	1,74828	284,31	0,5717	0,31108
1,1	809,06	101,758	102,281	494,899	40,356	1,59956	309,40	0,6248	0,31833
1,2	882,61	104,235	104,792	492,934	40,566	1,47390	334,44	0,6780	0,32500
1,25	919,39	105,410	105,984	492,001	40,665	1,41840	346,87	0,7045	0,32816
1,3	956,16	106,548	107,138	491,098	40,761	1,36705	359,24	0,7310	0,33120
1,4	1029,71	108,717	109,339	489,378	40,942	1,27505	383,81	0,7837	0,33699
1,5	1103,27	110,763	111,416	487,756	41,111	1,19497	408,17	0,8361	0,34241
1,6	1176,82	112,699	113,382	486,221	41,270	1,12461	432,35	0,8884	0,34752
1,7	1250,37	114,539	115,252	484,762	41,420	1,06230	456,33	0,9405	0,35236
1,75	1287,14	115,425	116,153	484,060	41,492	1,03374	468,26	0,9664	0,35468
1,8	1323,92	116,290	117,032	483,375	41,561	1,00671	480,15	0,9923	0,35694
1,9	1397,47	117,966	118,837	481,955	41,688	0,95663	503,81	1,0442	0,36131
2,0	1471,02	119,570	120,369	480,776	41,824	0,91177	527,30	1,0956	0,36548
2,1	1544,57	121,109	121,935	479,557	41,946	0,87087	550,66	1,1470	0,36946
2,2	1618,12	122,590	123,443	478,385	42,062	0,83360	573,88	1,1982	0,37328
2,25	1654,90	123,310	124,177	477,814	42,119	0,81617	585,43	1,2237	0,37513
2,3	1691,67	124,017	124,897	477,254	42,174	0,79947	596,96	1,2493	0,37695
2,4	1765,22	125,395	126,301	476,163	42,281	0,76811	619,92	1,3002	0,38048
2,5	1838,78	126,726	127,658	475,109	42,384	0,73918	642,75	1,3510	0,38388
2,6	1912,33	128,015	128,972	474,090	42,483	0,71241	665,47	1,4017	0,38716
2,7	1985,88	129,264	130,246	473,101	42,579	0,68757	688,08	1,4523	0,39033
2,75	2022,65	129,874	130,869	472,618	42,625	0,67580	699,35	1,4775	0,39188
2,8	2059,43	130,476	131,483	472,141	42,671	0,66444	710,58	1,5028	0,39340
2,9	2132,98	131,653	132,684	471,210	42,760	0,64287	732,98	1,5531	0,39638
3,0	2206,53	132,798	133,853	470,304	42,846	0,62269	755,28	1,6034	0,39926

1. Druck in Atm. und Kilgr. pr. □ Centim.	2. Druck in Millimetern Quecksilbersäule.	3. Temperatur T_o (Celsius).	4. Flüssigkeitswärme. q.	5. Innere latente Wärme. ϱ.	6. Aeußere latente Wärme. Apu.	7. u.	8. $\frac{\varrho}{u}$.	9. Specifisches Gewicht. γ.	10. τ.	11. $\frac{r}{T}$.
3,0	2206,53	132,798	133,853	470,304	42,846	0,62269	755,28	1,6034	0,39926	1,2645
3,1	2280,08	133,913	134,992	469,422	42,929	0,60378	777,47	1,6535	0,40206	1,2591
3,2	2353,63	134,999	136,102	468,563	43,010	0,58601	799,58	1,7035	0,40479	1,2539
3,25	2390,41	135,531	136,645	468,142	43,050	0,57753	810,59	1,7285	0,40612	1,2513
3,3	2427,18	136,057	137,183	467,726	43,088	0,56929	821,60	1,7535	0,40743	1,2488
3,4	2500,73	137,090	138,239	466,908	43,165	0,55352	843,53	1,8034	0,41001	1,2438
3,5	2574,29	138,099	139,271	466,111	43,238	0,53863	865,36	1,8531	0,41252	1,2390
3,6	2647,84	139,085	140,279	465,331	43,311	0,52454	887,12	1,9028	0,41497	1,2343
3,7	2721,39	140,049	141,265	464,569	43,381	0,51119	908,80	1,9524	0,41737	1,2298
3,75	2758,16	140,523	141,750	464,195	43,415	0,50477	919,62	1,9772	0,41854	1,2275
3,8	2794,94	140,992	142,230	463,824	43,449	0,49852	930,40	2,0019	0,41970	1,2253
3,9	2868,49	141,915	143,175	463,093	43,516	0,48648	951,93	2,0514	0,42198	1,2210
4,0	2942,04	142,820	144,102	462,377	43,581	0,47503	973,36	2,1007	0,42421	1,2168
4,1	3015,59	143,707	145,010	461,677	43,644	0,46412	994,74	2,1500	0,42639	1,2127
4,2	3089,14	144,576	145,901	460,989	43,706	0,45371	1016,0	2,1992	0,42853	1,2086
4,25	3125,92	145,004	146,339	460,651	43,736	0,44868	1026,7	2,2238	0,42958	1,2067
4,3	3162,69	145,429	146,775	460,315	43,766	0,44377	1037,3	2,2484	0,43062	1,2047
4,4	3236,24	146,266	147,638	459,653	43,825	0,43427	1058,4	2,2974	0,43267	1,2009
4,5	3309,80	147,088	148,475	459,004	43,883	0,42518	1079,6	2,3464	0,43467	1,1971
4,6	3383,35	147,895	149,303	458,365	43,940	0,41647	1100,6	2,3954	0,43664	1,1934
4,7	3456,90	148,689	150,117	457,738	43,995	0,40812	1121,6	2,4443	0,43858	1,1898
4,75	3493,67	149,080	150,518	457,429	44,022	0,40408	1132,0	2,4686	0,43953	1,1880
4,8	3530,45	149,469	150,918	457,121	44,049	0,40011	1142,5	2,4931	0,44047	1,1863
4,9	3604,00	150,236	151,705	456,514	44,103	0,39242	1163,3	2,5418	0,44233	1,1828
5,0	3677,55	150,991	152,480	455,917	44,155	0,38503	1184,1	2,5905	0,44416	1,1794
5,1	3751,10	151,734	153,242	455,331	44,206	0,37792	1204,8	2,6391	0,44596	1,1761
5,2	3824,65	152,465	153,993	454,753	44,256	0,37107	1225,5	2,6877	0,44773	1,1729
5,25	3861,43	152,827	154,365	454,467	44,280	0,36774	1235,8	2,7119	0,44860	1,1712
5,3	3898,20	153,185	154,733	454,183	44,305	0,36447	1246,1	2,7362	0,44946	1,1697
5,4	3971,75	153,895	155,462	453,623	44,353	0,35811	1266,7	2,7847	0,45117	1,1665
5,5	4045,31	154,594	156,180	453,071	44,400	0,35197	1287,2	2,8331	0,45285	1,1634
5,6	4118,86	155,282	156,888	452,526	44,447	0,34605	1307,7	2,8814	0,45451	1,1604
5,7	4192,41	155,961	157,586	451,989	44,493	0,34033	1328,1	2,9297	0,45613	1,1574
5,75	4229,18	156,298	157,932	451,724	44,515	0,33754	1338,3	2,9539	0,45694	1,1559
5,8	4265,96	156,631	158,274	451,460	44,538	0,33480	1348,4	2,9780	0,45774	1,1545
5,9	4339,51	157,292	158,954	450,938	44,582	0,32945	1368,8	3,0262	0,45932	1,1516
6,0	4413,06	157,944	159,625	450,423	44,625	0,32428	1389,0	3,0743	0,46088	1,1488

1. Druck in Atm. und Kilgr. pr. □ Centim.	2. Druck in Millimetern Quecksilbersäule.	3. Temperatur T_c (Celsius).	4. Flüssigkeitswärme. q.	5. Innere latente Wärme. ϱ.	6. Aeußere latente Wärme. Apu.	7. u.	8. $\frac{\varrho}{u}$.	9. Specifisches Gewicht. γ.	10. τ.	11. $\frac{r}{T}$
6,0	4413,06	157,944	159,625	450,423	44,625	0,32428	1389,0	3,0743	0,46088	1,14[illegible]
6,1	4486,61	158,587	160,287	449,914	44,668	0,31927	1409,2	3,1324	0,46241	1,14[illegible]
6,2	4560,16	159,222	160,940	449,413	44,710	0,31441	1429,4	3,1705	0,46392	1,1[illegible]
6,25	4596,94	159,586	161,263	449,164	44,731	0,31204	1439,4	3,1945	0,46467	1,1[illegible]
6,3	4633,71	159,849	161,585	448,918	44,751	0,30971	1449,5	3,2184	0,46542	1,1[illegible]
6,4	4707,26	160,467	162,222	448,428	44,792	0,30514	1469,6	3,2665	0,46689	1,1[illegible]
6,5	4780,82	161,079	162,852	447,945	44,832	0,30072	1489,6	3,3143	0,46834	1,1[illegible]
6,6	4854,37	161,683	163,474	447,468	44,871	0,29642	1509,6	3,3622	0,46977	1,[illegible]
6,7	4927,92	162,279	164,088	446,997	44,910	0,29225	1529,5	3,4101	0,47118	1,[illegible]
6,75	4964,69	162,575	164,393	446,762	44,930	0,29021	1539,4	3,4339	0,47188	1,1[illegible]
6,8	5001,47	162,869	164,696	446,530	44,949	0,28820	1549,4	3,4578	0,47258	1,12[illegible]
6,9	5075,02	163,452	165,296	446,070	44,987	0,28426	1569,2	3,5056	0,47395	1,125
7,0	5148,57	164,028	165,890	445,615	45,024	0,28043	1589,0	3,5583	0,47531	1,122[illegible]
7,1	5222,12	164,598	166,478	445,163	45,061	0,27671	1608,8	3,6009	0,47666	1,1203
7,2	5295,67	165,161	167,058	444,719	45,097	0,27309	1628,5	3,6484	0,47798	1,1179
7,25	5332,45	165,441	167,347	444,498	45,115	0,27131	1638,3	3,6723	0,47864	1,116[illegible]
7,3	5369,22	165,718	167,633	444,279	45,132	0,26956	1648,2	3,6960	0,47929	1,115[illegible]
7,4	5442,77	166,270	168,202	443,843	45,167	0,26612	1667,8	3,7436	0,48059	1,113[illegible]
7,5	5516,33	166,815	168,764	443,413	45,202	0,26278	1687,4	3,7910	0,48187	1,111[illegible]
7,6	5589,88	167,355	169,321	442,985	45,237	0,25952	1706,9	3,8385	0,48314	1,108
7,7	5663,43	167,889	169,872	442,564	45,270	0,25634	1726,5	3,8859	0,48439	1,106[illegible]
7,75	5700,20	168,154	170,146	442,354	45,287	0,25478	1736,2	3,9096	0,48501	1,105[illegible]
7,8	5736,98	168,418	170,418	442,145	45,304	0,25324	1746,0	3,9333	0,48562	1,104[illegible]
7,9	5810,53	168,941	170,958	441,732	45,337	0,25021	1765,4	3,9807	0,48685	1,102[illegible]
8,0	5884,08	169,459	171,493	441,323	45,369	0,24726	1784,9	4,0280	0,48806	1,100[illegible]
8,1	5957,63	169,972	172,023	440,917	45,401	0,24438	1804,2	4,0753	0,48925	1,097[illegible]
8,2	6031,18	170,480	172,548	440,515	45,433	0,24157	1823,5	4,1225	0,49044	1,095
8,25	6067,96	170,732	172,808	440,316	45,449	0,24019	1833,2	4,1461	0,49102	1,094[illegible]
8,3	6104,73	170,983	173,067	440,119	45,464	0,23883	1842,8	4,1696	0,49161	1,09[illegible]
8,4	6178,28	171,482	173,583	439,723	45,496	0,23614	1862,1	4,2169	0,49277	1,09[illegible]
8,5	6251,84	171,976	174,093	439,334	45,526	0,23352	1881,4	4,2640	0,49392	1,08[illegible]
8,6	6325,39	172,465	174,599	438,947	45,556	0,23096	1900,5	4,3111	0,49505	1,08[illegible]
8,7	6398,94	172,950	175,100	438,564	45,586	0,22846	1919,7	4,3581	0,49618	1,08[illegible]
8,75	6435,71	173,191	175,349	438,373	45,601	0,22722	1929,3	4,3817	0,49673	1,084
8,8	6472,49	173,430	175,596	438,184	45,616	0,22600	1938,9	4,4053	0,49729	1,083
8,9	6546,04	173,906	176,089	437,807	45,645	0,22361	1957,9	4,4522	0,49839	1,081[illegible]
9,0	6619,59	174,379	176,578	437,434	45,674	0,22127	1976,9	4,4990	0,49948	1,07[illegible]

comprimirt werde, d. h. auf p_2 und x_2. Eine so starke Compression kommt zwar, obwohl sie principiell besser wäre, praktisch nur ausnahmsweise vor; es vereinfacht aber diese Annahme die Formel bedeutend, und das Rechnungsresultat wird sicherer, weil sich die indicirte Arbeit in Wirklichkeit etwas größer herausstellen wird, als die Berechnung ergiebt. Uebrigens ist damit auch der Abrundung des Indicatordiagrammes beim Beginne der Expansion und namentlich vor und nach dem Kolbenwechsel einigermaßen Rechnung getragen.

Da man die Compression auch nach der adiabati Curve voraussetzt, so wird die Compressionsarbei

$$L_4 = \frac{F s \varepsilon_0}{A(x_2 u_2 + \sigma)} (q_2 - q_1 + x_2 \varrho_2 - x_1 \varrho_1). \,.$$

Die indicirte Arbeit pro Kolbenhub folgt da

$$L_i = L_1 + L_2 - L_3 - L_4,$$

oder, indem man die Werthe der L einsetzt und reducirt

$$L_i = F s \left[\varepsilon p_2 - \varepsilon_1 p_1 + \frac{\varepsilon(q_2 - q' + x_2 \varrho_2 - x' \varrho') - \varepsilon_0 (q' - q_1 + x' \varrho' - x_1 \varrho_1)}{A(x_2 u_2 + \sigma)}\right]. \quad . \; . \; .$$

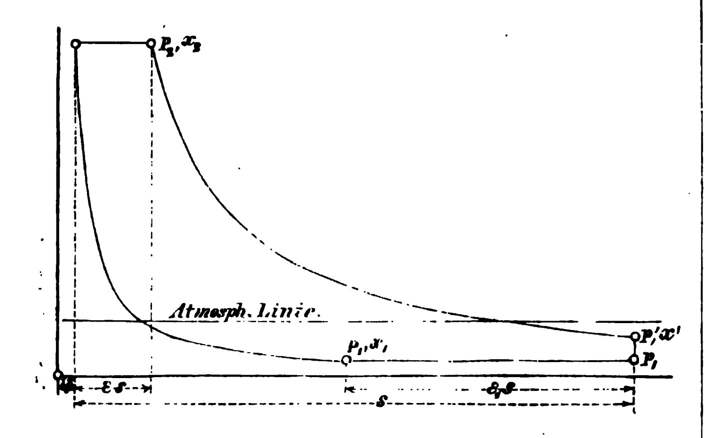
Bezeichnet man die eckige Klammer, den mittleren constanten Dampfüberdruck, einfach mit p_m, so kann man dafür auch schreiben:

$$L_i = F s p_m. \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (5^a)$$

Die indicirte Leistung in Pferdestärken ergiebt sich dann bei n Umdrehungen pro Minute zu:

$$N_i = \frac{F s n}{30} \frac{p_m}{75} \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (6)$$

Der Uebergang zur effectiven Leistung geschieht nun, wie gewöhnlich, entweder durch Multiplication mit einem



Coefficienten, oder besser, nach Pambour, unter Trennung der constanten und variabelen Widerstände.

Bei Berechnung einer neuen Maschine n nun in folgender Art vorzugehen sein.

Als gegeben ist anzusehen p_2, p_1, x_2, ε_0.

1) Wähle p' so, daß weder durch zu starke Expa die Maschine zu groß und theuer, noch durch zu gering Ausnutzung des Brennmaterials zu ungenügend wird.

Dann berechnet sich nach der Gleichung der adi tischen Curve:

$$2) \quad x' = \frac{T'}{r'} \left(\frac{x_2 r_2}{T_2} + \tau_2 - \tau'\right) \text{ und}$$

$$3) \quad x_1 = \frac{T_1}{r_1} \left(\frac{x_2 r_2}{T_2} + \tau_2 - \tau_1\right).$$

Da ferner während der Expansion das Dampfg im Cylinder constant bleibt, so ist:

$$\frac{F s(\varepsilon + \varepsilon_0)}{x_2 u_2 + \sigma} = \frac{F s(1 + \varepsilon_0)}{x' u' + \sigma}, \text{ folglich}$$

$$4) \quad \varepsilon = (1 + \varepsilon_0) \frac{x_2 u_2 + \sigma}{x' u' + \sigma} - \varepsilon_0.$$

Ebenso ist während der Compression

$$\frac{F s \varepsilon_0}{x_2 u_2 + \sigma} = \frac{F s(1 - \varepsilon_1 + \varepsilon_0)}{x_1 u_1 + \sigma},$$

und daraus

$$5) \quad \varepsilon_1 = 1 - \varepsilon_0 \left(\frac{x_1 u_1 + \sigma}{x_2 u_2 + \sigma} - 1\right).$$

Dann wird der mittlere constante Dampfüberdruck

$$6) \quad p_m = \varepsilon p_2 - \varepsilon_1 p_1 + \frac{\varepsilon(q_2 - q' + x_2 \varrho_2 - x' \varrho') - \varepsilon_0 (q' - q_1 + x' \varrho' - x_1 \varrho_1)}{A(x_2 u_2 + \sigma)}.$$

Die weitere Rechnung ist nun einfach und soll daher hier nicht mit angeführt werden.

Der Holzschnitt giebt ein Diagramm für $p_2 = 6$ Atm., $p_1 = 0{,}25$ Atm., $x_2 = 0{,}9$, $\varepsilon_0 = 0{,}03$. Es ist gewählt

1) $p' = 0{,}75$ Atm. und berechnet:

2) $x' = 0{,}8090$,

3) $x_1 = 0{,}7709$,

4) $\varepsilon = 0{,}1325$,

5) $\varepsilon_1 = 0{,}5219$,

6) $p_m = 18384$ Kilgr. pr. □Met. $= 1{,}8384$ Atm.

Der Vorzug, den diese Berechnungsmethode vor sonst gebräuchlichen hat, ist ein dreifacher. Erstlich b sie die genaue Gleichung der adiabatischen Curve sofern die Expansion und Compression wirklich nach Curve erfolgt. Das scheint nun allerdings nicht der zu sein, wahrscheinlich wegen Wärmeaustausch an den C derwandungen, vielleicht auch wegen ungenügend dichten schlusses der Steuerung und des Kolbens.

Ferner kann man in diese Formel jeden beliebigen grad des Dampfes einführen. Die in den Grundzügen haltene empirische Formel für die adiabatische Curve gil

$$\frac{dP}{dq} = \frac{1}{i} - \frac{8}{i}\frac{i-q}{(3i-4q)^2} + \frac{2}{i}\frac{1}{3i-4q} = 0.$$

Mit $i(3i-4q)^2$ multiplicirt erhält man endlich

$$16q^2 - 24iq + 9i^2 - 2i = 0$$

und daraus die Expansion im kleinen Cylinder zu

$$q = \frac{1}{4}\left(3i \pm \sqrt{2i}\right).$$

Das Verhältniß

$$\frac{q}{i} = \frac{1}{4}\left(3 \pm \sqrt{\frac{2}{i}}\right)$$

erscheint sonach, wie es nicht anders zu erwarten war, abhängig von der gesammten Expansion i, während Herr C. constant für alle Maschinen $\frac{q}{i} = 0,317$ findet. Das ist gleichzeitig das Verhältniß des Volumens vom kleinen Cylinder gegenüber demjenigen des großen. Dieses Verhältniß wird übrigens auch beim unteren Vorzeichen der Wurzel viel größer, als es Herr C. findet, z. B. für 8fache Expansion im Ganzen, d. h. $i = 8$

$$\frac{q}{i} = \frac{1}{4}\left(3 \pm \sqrt{\frac{1}{4}}\right) = \begin{cases} \frac{3,5}{4} = 0,875 \text{ oder} \\ \frac{2,5}{4} = 0,625. \end{cases}$$

Für diesen Fall ist $q = 7$ oder 5, also hätte man im kleinen Cylinder schon sehr starke Expansion.

Die Größe des Reservoirs im Verhältnisse zum kleinen Cylinder (m) ist abhängig von $\frac{q}{i}$ und zwar findet sich dafür auf S. 433 der Werth

$$m = \frac{1}{4}\frac{1}{1 - 2\frac{q}{i}}.$$

Herr C. findet mit seinem Werthe von $\frac{q}{i}$ dafür $m = 1$, constant für alle Fälle und angenähert practischen Ausführungen entsprechend.

Der genaue Werth ergiebt dagegen

$$m = \frac{1}{2 - 3 \mp \sqrt{\frac{2}{i}}}.$$

Danach könnte nur das untere Vorzeichen der Wurzel Bedeutung haben, was

$$m = \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{i}} - 1}$$

ergäbe. Da aber i stets eine Zahl größer als 2 ist (eine nur doppelte Expansion kommt natürlich bei Woolf'schen Maschinen nicht vor), so ist stets $\sqrt{\frac{2}{i}} < 1$ und somit

m negativ,

ein Resultat, welches natürlich keinen Sinn hat.

Es müssen sonach bei der Berechnung solcher Maschinen jedenfalls andere Bedingungen gestellt werden, als Herr C. thut.

Zürich, den 5. November 1874.

Graphische Berechnung des Parallelträgers.

Von

Otto Spieß, Ingenieur in Basel.

(Hierzu Tafel 31 bis 35.)

Einleitung.

In vorliegender Arbeit wurde der Versuch gemacht, den Parallelträger auf eine einfache Weise, so darzustellen, daß der Verlauf einer oder mehrerer Kräfte gleichsam mit dem Auge verfolgt werden kann und daß die Kenntniß von der Beanspruchung sämmtlicher Constructionstheile nicht als Resultat richtig durchgeführter Rechnungen erscheint, sondern auf directer Anschauung beruht. Ferner hat die Arbeit den Zweck, einige Hauptmethoden aus der graphischen Statik von Hrn. Prof. Culmann in Zürich auf elementarem Wege zu erklären, so daß man sich, ohne tiefer gehende Studien gemacht zu haben, derselben bedienen kann. In Folge der angewandten Erklärungsweise erscheint dann allerdings der vor-

Um die Wirkungsweise einer Last kennen zu lernen, zerlegt man diesen Träger in seine Elementarbestandtheile, wie Figur 6 auf Tafel 32 zeigt, und erhält ein System von ineinander gehängten Trapezen. An dem innersten Trapeze (resp. Dreieck) greift eine Last P_4 an und ist deren Verlauf ohne Weiteres sichtbar, sowie auch der Verlauf der übrigen gleich großen und symmetrisch angeordneten Lasten. Wenn der Träger nicht symmetrisch gebaut ist und die Kräfte ganz beliebig groß und beliebig angeordnet sind, so reicht man mit obiger Vorstellungsweise nicht mehr aus und führt eine andere allgemeinere, auf Taf. 31 verzeichnete Methode, zum Ziel.

§. 2. Der angelehnte Träger.

Construction des angelehnten Trägers.

Auf Tafel 31, Figur 1, stellt A das linke Auflager und W die Verticalwand eines angelehnten Trägers vor. Auf den Punkt A stellt man den linken Schenkel $A A_1$ eines Gelenkes $A A_1 A_2$, lehnt dessen rechten Schenkel $A_1 A_2$ an die Verticalwand an und hindert den Punkt A am Ausrutschen mit Hilfe des Seiles $A A_3$, welches in A_3 befestigt ist. Alsdann nimmt man ein Seil $A_1 B B_3$ und stellt in dieses ein zweites Gelenk $B B_1 B_2$, in dieses kommt wieder ein neues Seil $B_1 C C_3$ u. ff., und erhält man hierdurch den vorliegenden Träger, welcher der Kürze halber der „angelehnte Träger" genannt wird, im Gegensatz zu dem oben erwähnten doppelt aufliegenden Träger.

Es werden, von links anfangend, die Streben und Seile mit den Buchstaben a b c u. s. f., und die in denselben auftretenden Kräfte mit den gleichen Buchstaben und einem Index bezeichnet, in der Art z. B., daß die von der Last P_n erzeugte Kraft in der Strebe c durch C_n bezeichnet wird.

§. 3. Belastung des angelehnten Trägers.

Im Knotenpunkte E_1 bringt man eine Last P_1 an; diese zerlegt sich in die beiden Druckkräfte i' und s_5; letztere wird von der Verticalwand aufgenommen, erstere spannt das Seilstück $D_1 E D_3$ und erzeugt darin die Zugkräfte h_1 und t_5, letztere wird von der Verticalwand aufgenommen, die erstere erzeugt im Knotenpunkte D_1 die Druckkräfte s_4 und g_1, wovon s_4 wieder an die Wand geleitet wird, während g_1 auf das Seil $C_1 D D_3$ wirkt u. s. f., bis endlich die letzte Seilspannung b_1 die Kräfte a_1 und s_1 erzeugt, wovon a_1 am Auflager den Verticaldruck A_1 und die Seilspannung t_1 erzeugt.

Die Zerlegung geht einfach jedesmal nach dem Parallelogramm der Kräfte vor sich und sind somit die Kräfte sämmtlicher Constructionstheile bekannt.

§. 4. Discussion der Kräfte nach ihrer Art.

Da die zwischen der Last und der Wand liegenden Sei[le] und Streben, also k und l, keinen Antheil von der Last [P] übernehmen können, herrscht in denselben die Kraft Null.

In allen von dem Angriffspunkt der Last nach d[em] Auflager hin geneigten Streben, wie a, c, e, g und i herr[scht] Druck, in den entgegengesetzt geneigten Zug, wie in b, d[, f] und h. In allen oberen Gurtungen herrscht Druck, in a[llen] unteren Gurtungen herrscht Zug. Am Auflager herrscht [nur] eine Verticalkraft, an der Verticalwand hingegen sind [zwei] Systeme von Horizontalkräften, die nach entgegengesetzten R[ich]tungen wirken; und zwar ist, wie später nachgewiesen [w]ird, die Summe der oberen Kräfte gleich der Summe der unt[eren] Horizontalkräfte, und bilden demnach dieselben ein Kräfte[p]aar, welches die Wand zwar nicht verschieben, wohl aber drehen kann, und ist demnach die Wand durch ein äußeres Kräftepaar R und R_1 gegen Umkanten zu schützen.

Da die Last allein durch das linke Auflager getragen wird, so muß auch der Auflagerdruck A_1 gleich der Last P_1 sein, was auch die Zerlegung ergiebt.

Würde in einem andern Knotenpunkte, z. B. in B_1, eine neue Last, z. B. P_2, angebracht, so ginge dieselbe direct durch die Strebe C_1 weiter nach dem Auflager als A_2, und würden sämmtliche rechtsliegende Streben und Seile, wie d, e, f und ff. nicht von ihr beansprucht, so daß man zu de[m] Resultate gelangt, daß eine Last nur auf die zwischen i[hr] und demjenigen Auflager liegenden Streben wirkt, auf we[l]ches die Kraft selbst übertragen wird, daß hingegen sämm[t]liche horizontalen Constructionsglieder durch jede neu hinz[u]kommende Last angestrengt werden.

§. 5. Größe der Kräfte.

Denkt man sich die Lamellen sehr nahe zusammengerü[ck]t und dann unter sich vernietet, wie in Fig. 5, so vereinige[n] sich mit den Lamellen auch die in denselben herrschen Kräf[te] und ergiebt sich dann in Stück A'B' die Kraft s_1, in $B_1 C_1$ die Kraft $s_1 + s_2$, in E' F' die Kräftesumme $s_1 + \ldots s_5$ bis s_5, welches nun bekannte Größen sind und welche a[u]ch graphisch dargestellt werden können, wie etwa in Figur 3, welche nichts anderes ist, als eine Zusammenstellung der in Fig. 5 gemachten Zerlegungen. Selbstverständlich wird in der Praxis die Fig. 3 direct erstellt, indem man $A A_1 = P_1$ macht und zwischen den Parallelen A F und A' F' den Kräftezug a', b' bis i' zeichnet, indem man i parallel der Strebe i, dann h' parallel der Strebe h macht u. s. f. Es stellt dann CF in Fig. 3 der Lage und Größe nach die Kraft $s_1 + s_2 + s_3$ dar, welche in der Strecke $C_1 D_1$ (Fig. 5) herrscht.

Um mit bestimmten Maaßen zu arbeiten, sei die Last $P_1{}' = 10$ Tons und werden diese dargestellt durch AA' gleich 10^{mm} in Fig. 3 (also für jede Tonne Kraft einen Millimeter Länge) und wird dann die Zerlegung vorgenommen. Man findet dann $A'B = i' = 10{,}5^{mm}$, d. h. die Strebenkraft i' gleich 10,5 Tons. Ferner CF (Fig. 3) $= 18{,}4^{mm}$, d. h. die Horizontalkraft $s_1 + s_2 + s_3 = 18{,}4$ Tns.

Indem nun auf diese Weise Kraft für Kraft bestimmt wird, erhält man die in dem linken Stück des Trägers (Fig. 7) eingeschriebenen Zahlenwerthe.

Werden die einzelnen Strecken des Balkens in Fig. 5 verfolgt, so findet man, daß in den Strecken zwischen der Last und der Verticalwand, also in $E'G'$ oben und EG unten, die gleich großen Kräfte $s_1 + s_2 + \ldots s_5 = t_1 + t_2 + \ldots t_5$ herrschen, während sonst in allen übrigen verticalen Schnitten ungleiche Kräfte herrschen. Führt man z. B. durch die Strecke CD zwei verticale Schnitte, wovon der eine $Y'Y'$ die obere Strecke $B'C'$ und der andere $Y''Y''$ die obere Strecke $C'D'$ trifft, o ergiebt sich, daß die Kraft $t_1 + t_2 + t_3$ größer ist als $s_1 + s_2$, aber kleiner als $s_1 + s_2 + s_3$, aus Betrachtung der Zerlegung in Fig. 3.

Es sind die einzelnen Kräfte auch durch Rechnung leicht zu bestimmen. Die Kraft $s_1 + s_2 + s_3 + s_4$ wird in Fig. 3 dargestellt durch BF. Da nun die Fig. $BFB'F'$ in Fig. 3 ähnlich ist dem Stücke $AA'D'E$ des Balkens in Fig. 5, so folgt:

$$\frac{s_1 + s_2 + s_3 + s_4}{P_1{}'} = \frac{\beta_4}{h},$$

oder

$$s_1 + s_2 + s_3 + s_4 = \frac{P_1{}'\beta_4}{h} = \frac{A_1{}'\beta_4}{h},$$

wobei β_4 den Abstand des Knotenpunktes E vom Auflager bezeichnet und h die Brückenhöhe, und man findet demnach die in einer Strecke $D'E'$ herrschende Kraft, wenn die Last P_1 resp. der ihr gleiche Auflagerdruck A_1 mit dem Abstande $AE = \beta_4$ des Knotenpunktes, welcher der Strecke gegenüber liegt, multiplicirt und das Product durch die Brückenhöhe h dividirt wird. Das Product $A_1\beta_4 = P_1{}'\beta_4$ nennt man das statische Moment des Auflagerdruckes in Bezug auf den Punkt E.

Setzt man in dem Ausdruck für die horizontale Kraft

$$s_1 + s_2 \ldots s_4 = \frac{A_1\beta_4}{h}$$

die Brückenhöhe $h = 1$, so entsteht:

$$s_1 + s_2 + \ldots s_4 = A_1\beta_4$$

und bedeutet demnach das Product $A_1\beta_4$ die Horizontalkraft bei einer Brücke von der Höhe Eins; oder allgemein stellt das statische Moment einer beliebigen Anzahl von Kräften die Reduction derselben auf den Hebelsarm Eins vor.

In diesem speciellen Falle ist $P_1 = 10$ Tons, ferner $AE = 63^{mm}$ und $h = 25^{mm}$, woraus folgt

$$s_1 + s_2 + s_3 + s_4 = \frac{63 \times 10}{25} = 25{,}2 \text{ Tons},$$

währenddem in Fig. 3 die Länge BF nur 25 Tons ergiebt, eine Differenz, die von dem kleinen Maaßstabe der Zerlegung herrührt.

(NB. Die Länge $AE = 63^{mm}$ darf nicht in der immer noch verzerrt gezeichneten Fig. 5 abgemessen werden, sondern in AE, Fig. 7).

Für eine andere Strecke, z. B. CD, wird auf gleiche Weise

$$t_1 + t_2 + t_3 = \frac{A_1\alpha_3}{h}.$$

In allen rechts von der Last P_1 liegenden Strecken herrschen oben und unten in allen Streben die gleich großen Kräftesummen $AF = A_1F_1$ in Fig. 3 und werden dieselben ausgedrückt durch

$$s_1 + s_2 + \ldots s_5 = t_1 + t_2 + \ldots t_5 = \frac{P_1\alpha_5}{h} = \frac{A_1\alpha_5}{h} = R_1.$$

Nachdem es nun festgestellt ist, daß die Streckenkräfte proportional sind den Abständen der gegenüberliegenden Knotenpunkte vom Auflager, so können dieselben auf eine leichte Art nochmals graphisch dargestellt werden.

Man zieht eine Linie AF', Fig. 6, trägt darauf eine Länge $AE_1 = \alpha_5$ ab und macht die Ordinate $E_1E_2 = \frac{P_1\alpha_5}{h}$, dann wird die Ordinate $D'D''$, welche der Abscisse $AD = \beta_3$ entspricht, $= \frac{P_1\beta_3}{h}$;

oder man trägt in der Entfernung Eins von A die Länge $\frac{P_1}{h}$ als Ordinate auf, z. B. für $AA_1 = 1$ sei $A_1A_2 = \frac{P_1}{h}$, construirt den Winkel $A'AA_2$ und erhält in der Entfernung $\beta_3 = AD$ die Ordinate $D_1D_2 = \frac{P'}{h} \times \beta_3$ als Horizontalkraft der dem Knotenpunkte D gegenüber liegenden Strecke C_1D_1.

Ebenso stellt p_3 die Kraft in der Strecke BC vor.

Diese graphische Methode hat gegenüber der in Fig. 3 dargestellten den Vortheil, daß sich mit ihr die von einer beliebigen Anzahl von Lasten herrührenden Kräfte summiren lassen, und bildet solche das Element aller folgenden Betrachtungen.

§. 6. Der doppelt aufliegende Träger.

In Fig. 2 auf Taf. 31 ist wiederum ein angelehnter Träger aufgezeichnet und derselbe mit $P_1{}''$ belastet, und sind in Fig. 4 dessen Kräfte dargestellt. Derselbe sucht seine Verticalwand mit Hilfe eines Kräftepaares S_1S zu drehen, wobei nach dem Früheren

$$S_1 = S_2 = P_1{}'' \times \frac{\gamma_3}{h} \text{ ist.}$$

Wenn man nun P_1'' so wählt, daß die Verticalwand $v_1 v_2$ ebenso stark nach links gedreht wird, als die Wand $w_1 w_2$ nach rechts, so werden beide Wände entbehrlich. Die beiden Träger können aneinander gerückt werden und bilden einen doppelt aufliegenden Träger (Fig. 7). Im vorliegenden Falle wurde das Stück E'F' in Fig. 1 überdies noch abgeschnitten.

Die Gleichgewichtsbedingung lautet also:

$$R = R_1 = S = S_1,$$

oder

$$P_1' \times \frac{\alpha_5}{h} = \frac{P_1'' \times \gamma_3}{h},$$

oder

$$P_1'\alpha_5 = P_1''\gamma_3.$$

Da nun P_1' und P_1'' zusammen die Last P bilden und α_5 und γ_3 die Gesammtlänge l, so geht hieraus hervor

$$P_1'l = P\gamma_3 \text{ oder } P_1' = \frac{P\gamma_3}{l}$$

$$P_1''l = P\alpha_5 \text{ und } P_1'' = P \times \frac{\alpha_5}{l},$$

aus welchen Gleichungen man rückwärts die Partiallasten P_1' und P_1'' bestimmen kann, wenn man nur deren Summe P und ihren Angriffspunkt E_1 kennt.

Nach dieser Anschauungsweise besteht demnach der mit einer Last P = 28 Tons belastete Träger in Fig. 7 aus zwei angelehnten Trägern, von welchen der linke Theil die Last $P_1' = 10$ Tons nach dem linken Auflager und das rechte Trägerstück die Last $P_1'' = 18$ Tons nach dem rechten Auflager überträgt, genau auf die in den Fig. 1 und 2 angegebene Weise.

Da nun in den Fig. 1 und 2 die Zerlegungen für die Lasten $P_1' = 10$ Tons und $P_1'' = 18$ Tons durchgeführt wurden, so gelten die daselbst gefundenen Kräfte somit auch für Fig. 7. In ähnlicher Weise, wie Fig. 6, wurde auch für das rechte Balkenende ein Schema erstellt und mit Fig. 6 vereinigt zu Fig. 8. So stellt die Ordinate GG_2 in Fig. 8 die Kraft vor in der Strecke FG, in vorliegendem Falle 11,4 Tons.

In Fig 7 sind nun die Kräfte sowohl ihrer absoluten Größe als auch ihrer Art nach eingeschrieben, und man sieht, daß im linken Trägertheil alle mit i parallelen Streben Druck und die mit h parallelen Streben Zug haben, während im rechten Trägertheile alle mit k parallelen Streben auf Druck, alle mit l parallelen Streben auf Zug beansprucht sind. Der Deutlichkeit wegen hat man alle mit Druck beanspruchten Streben dick, die mit Zug beanspruchten Streben dünn ausgezogen und überdies den Zahlenwerthen noch die Zeichen + und — für Druck und Zug vorgesetzt.

Um das Verhalten mehrerer Lasten darzustellen, wurde in Fig. 9 ein dem obigen congruenter Träger in seinem zweiten Knotenpunkte mit einer Last $P_2 = 42$ Tons belaste[t]; davon werden $P_2' = A_2 = 33$ Tons nach dem linken u[nd] $P_2'' = B_2 = 9$ Tons nach dem rechten Auflager übe[r]tragen; für $A_2 = 33$ wurde die Zerlegung, Fig. 10, un[d] für $B_2 = 9$ die Zerlegung, Fig. 11, gemacht, gleichzei[tig] auch noch auf die zweite Art, die in Fig. 9 hinein punktirt [ist].

In den Zerlegungen wurden die Kräfte abgemessen und in Fig. 9 eingeschrieben, wobei ebenfalls wieder die Unterscheidung zwischen Druck und Zug gemacht wurde.

Dieses Mal haben die Streben c und d Druck, folglich auch a, und im rechten Theile f, h, k, m und o, und ist zu bemerken, daß mehrere Streben d, f und h dieses Mal Druck haben, während sie in Fig. 7 auf Zug in Anspruch genommen waren, und man sieht, daß je nach der Stellung der Last eine Strebe bald auf Zug und bald auf Druck beansprucht sein kann, mit Ausnahme der Anfangs- und Endstreben, welche nur Kräfte einer Art aufnehmen können.

Bringt man nun die beiden Träger, Fig. 7 und Fig. 9, zur Deckung und vereinigt die sich deckenden Theile, so vereinigen sich auch alle in denselben enthaltenen Kräfte und man erhält in Fig. 12 einen von zwei Lasten P_1 und P_2 angegriffenen Träger. In den Gurtungen, sowie in den Streben a, b, c und k, l, m, n und o summiren sich die Kräfte, währenddem in den Streben d, e, f, g, h und i Differenzen entstehen. So herrscht z. B. in der Strebe c die Druckkraft C' + C'' = + 10,5 + 34,6 = 45,1 Tons, in der Strebe g hingegen ein Druck von 10,5 Tons und ein Zug von 9,45 Tons, folglich deren Differenz oder ein Druck von 1,05 Tons.

Auf dem linken Auflager herrscht ein Druck von $A_1 + A_2 = 10 + 33 = 43$ Tons, auf dem rechten hingege[n] $B_1 + B_2 = 27$ Tons. Anstatt nun anzunehmen, daß de[r] linke Auflagerdruck A = 43 Tons aus der Summe $A_1 + A_2 = 10 + 33$ zusammengesetzt sei, kann man sich auch vorstellen, daß er aus den Theilen 42 + 1, d. h. aus de[r] ganzen ersten Last von 42 Tons und einem Antheil 1 vo[n] der zweiten bestehe, und daß der rechte Auflagerdruck B = 27 direct von der zweiten Last P_1 herrühre.

Trennt man den Balken, Figur 12, demnach im Angriffspunkte der Kraft P_1 in zwei anlehnende Träger und trennt die Kraft P_1 in 27 + 1, so wird die Kraft von einer Tonne nach links übertragen und erzeugt in den Streben d bis i die Kräfte 1,05, indem i, g und e auf Druck, h, f und d auf Zug in Anspruch genommen werden. Im Angriffspunkte der Kraft $P_2 = 42$ vereinigen sich dann beide Verticalkräfte und werden als Auflagerdruck A = 43 Tons durch die Streben a, b, c fortgepflanzt, indem derselbe in den Streben a, b und c die Kraft 45.1 Tons erzeugt, wie auch die Zerlegung, Fig. 13, andeutet. Der Rest der Last P_2 verläuft nach dem rechten Auflager als $P_2'' = 27$.

und ferner zu jeder dieser Linien noch eine Parallele in der Entfernung Eins, wie z. B. $a'a''$, $b'b''$ u. s. f. Nun macht man $a'a''$ gleich der Last P_1 und zieht den Strahl $A_3 a'' H_1$; dann macht man $b'b''$ = der Kraft P'', zieht den Strahl $B_4 b'' H_2$, macht $c'c'''$ = der Kraft P_3, zieht den Strahl $C_4 c''' H_3$ u. s. f., wodurch man die gebrochene Linie $A_0 A_3 B_4 C_4 D_4 E_4 F_4 G_4 H_7$ erhält.

Aus der Art des Auftragens geht nun hervor:

$$HH' = z_1 \times a'a'' = z_1 \times P_1,$$
$$H'H_2 = z_2 \times b'b'' = P_2 z_2,$$
$$H_2 H_3 = z_3 \times c'c'' = P_3 z_3,$$

oder

$$HH_7 = P_1 z_1 + P_2 z_2 + P_3 z_3 + \ldots P_7 z_7;$$

zieht man nun noch $A_0 H_7$ und errichtet in der Entfernung Eins von A_0 eine Senkrechte, z. B. $A_3 A_5$, so hat diese den Werth

$$A_3 A_5 = \frac{P_1 z_1 + P_2 z_2 + \ldots P_7 z_7}{l}$$

und stellt somit den Auflagerdruck am linken Auflager vor.

Ferner hat eine beliebige Ordinate $F_3 F_5$ den Werth:

$$F_3 F_5 = \frac{HH_7}{l} \times x = \frac{P_1 z_1 + P_2 z_2 + \ldots P_7 \times z_7}{l} x$$

und stellt somit die Ordinate $F_3 F_5$ das Moment des linken Auflagerdruckes vor an einer beliebigen Stelle in der Entfernung x.

Da nun

$$F_3 F_7 = a'a'' \times y_1 = P_1 y_1,$$
$$F_7 F_8 = b'b'' \times y_2 = P_2 y_2,$$

so ist deren Summe

$$F_3 F_4 = P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3 + \ldots \text{ u. s. f.}$$

Da nun $F_3 F_4$ das Moment der Lasten auf denselben Querschnitt vorstellt, so repräsentirt die Differenz

$$F_3 F_5 - F_3 F_4 = F_4 F_5 =$$
$$= (P_1 z_1 + P_2 z_2 + \ldots .) \frac{x}{l} - (P_1 y_1 + P_2 y_2 + \ldots)$$

das Moment der äußern Kräfte in Bezug auf den Querschnitt x.

Wenn man für jede Lasteinheit eine Längeneinheit, also z. B. einen Millimeter auftragen wollte, so würden die Werthe $a'a''$, $b'b''$ verhältnißmäßig groß und die ganze Figur erhielte unpraktische Dimensionen. Dieses zu vermeiden, trägt man die Kräfte in einem verjüngten Maaßstabe auf. Wenn man daher von jeder Last nur den b. Theil aufträgt, also $a'a'' = \frac{P_1}{b}$ oder $b'b'' = \frac{P_2}{b}$, so müssen die erhaltenen Werthe noch mit der Basis b multiplicirt werden, und es ist in diesem Falle

$$HH_7 = \frac{P_1 z_1 + P_2 z_2 + P_3 z_3 + \ldots .}{b}$$

und

$$F_4 F_5 = \frac{1}{b} \left\{ \frac{(P_1 z_1 + P_2 z_2 + \ldots)}{l} x - (P_1 y_1 + P_2 y_2 + \ldots \right.$$

und $F_4 F_5 = \frac{1}{b} \times$ Moment der äußeren Kräfte, woraus hervorgeht, daß man die Ordinaten, wie $F_4 F_5$ noch mit [illegible] multipliciren muß, um das Moment zu erhalten.

In vorliegender Zeichnung wurde jede Tonne Last d[illegible] $^1/_{14}$ Millimeter oder 14 Tons durch einen Millimeter [illegible] gestellt. Da nun $F_4 F_5$ gleich $12{,}5^{mm}$, so herrscht an [illegible] Stelle das Moment $12{,}5 \times 14 = 175$ Tons, d. h. [illegible] einem Brückenbalken von der Höhe $h = 1$ beträgt die Streckenkraft S in $F_1 G_1 = 175$ Tons, folglich in dem vorliegenden Balken von der Höhe $h = 3^m$ die Kraft

$$S = \frac{175}{3} = 58{,}37 \text{ Tons}$$

und wurde dieselbe oben eingeschrieben.

Ebenso stellt $A_3 A_5$ ein Moment vor, dessen Zahlenwerth 5×14 Tons und daher die Kraft in der Strecke

$$AB = \frac{70}{3} = 23{,}33 \text{ Tons.}$$

In Fig. 1 wurden alle Horizontalkräfte bestimmt und eingeschrieben; die Multiplicationen mit den Quotienten $\frac{14}{3}$ hingegen graphisch vorgenommen in Fig. 9, indem man $AJ = \frac{14}{3} JQ$ machte und dann auf JQ die einzelnen Ordinaten aus Fig. 2 eintrug.

Um nun die Querschnitte des Materiales zu bestimmen, hat man die gefundenen Zahlenwerthe nur noch durch die Spannung zu dividiren. Angenommen, der Quadratcentim. soll mit $r = 0{,}700$ Tons beansprucht werden, so muß man der Strecke FG einen Querschnitt von $\frac{58{,}37}{0{,}7} = 83{,}4 \square^{cm}$ geben und man erhält auch unmittelbar die Querschnitte, wenn man die Ordinaten, wie z. B. $F_4 F_5$ mit $\frac{14}{3} \times \frac{1}{0{,}7} = 6{,}66$ multiplicirt, was natürlich auch wieder auf graphische Weise gemacht werden kann.

§. 9. Praktische Methode zum Auftragen.

Um die Lasten auf eine bequeme Art zu verjüngen, trägt man dieselben auf einer Geraden auf und macht $AB = P_1$, siehe Fig. 3, $BC = P_2$ u. s. f., bestimmt einen Punkt O, dessen senkrechter Abstand gleich b ist, und zieht die Strahlen AO, BO, CO u. s. f. Auf der Linie xy, deren Abstand von O gleich Eins ist, erhält man die Werthe $ab = \frac{P_1}{b}$, $bc = \frac{P_2}{b}$, oder $af = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + \ldots P_7}{b}$.

eser reducirten Werthe aus Fig. 3 bedient man sich r Erstellung der Fig. 2, indem man $a'a'' = ab$, = bc macht, entweder durch Abgreifen mit dem Zirkel ch Parallellinien. Wenn man nämlich die Linie OA 3 parallel macht mit $A_0 H$ in Fig. 2, so hat man, '' aufzutragen, nur $A_3 B_4$ parallel mit OB zu ziehen, n $b'b''$ aufzutragen, nur $B_4 C_4$ parallel OC zu u. s. f. Ebenso ist der letzte Strahl $D_3 G_4 H_7$ pa- nit OG und folgt daraus, daß $d^3 d^4 = uf = \frac{P_2 + \ldots P_7}{b}$.

s Verjüngungsbasis kann man jede beliebige Länge auch die Brückenlänge selbst. Wenn man die Länge Fig. 3 gleich der Brückenlänge $A_0 H$ macht und das ungsschema zeichnet und dieses Schema in die Fig. 2 neinstellt, nur um Platz zu gewinnen, so erhält man liegende Zeichnung. Es ist nämlich $A_0 H$ unsere HL oder H_1 gleich der ersten Last $P_1 = 20^{mm}$, = 20 Tons, ferner LM oder 1—2 gleich der Last . f.; und wurden der Reihe nach alle sieben Lasten gen; dann wurden, wie in Fig. 3, die Strahlen ge- nd $A_3 B_4$ parallel dem ersten Strahle A_{01}, ferner arallel dem zweiten Strahle A_{07}, endlich $G_4 H_7$ parallel ten Strahle A_{07} gemacht, und wurden schließlich die ungsstrahlen wieder weggenommen, nur der Deutlich- er.

r Professor Culmann in Zürich, von welchem gante Methode herrührt, nennt die gebrochene Linie $_4 \ldots H_7$ das „Seilpolygon", die Linie $A_0 H_7$ die linie, die Fläche $A_0 A_3 B_4 \ldots H_7 A_0$ die Momen he und endlich die Fig. 3 „das Kräftepolygon' ünden, die sich aus seiner Entwickelungsweise ergeben, rauf hier nicht näher eingetreten wird.

§. 10. Eigenschaften des Seilpolygons.

Wenn das Seilpolygon mit der Basis $b = l$ ge- wird, so hat der Abschnitt über dem rechten Auflager rth

$$HH_7 = \frac{P_1 z_1 + P_2 z_2 + \ldots P_7 z_7}{l}$$

ilt man in HH_7 unmittelbar den Auflagerdruck über Fig. 2 ist $HH_7 = 70^{mm}$, demnach ist für die vor- Stellung der Lasten der linke Auflagerdruck gleich s (stimmt auch $\frac{7 \times 20}{2}$).

Wenn die Lasten sämmtlich um eine Strecke a nach erschoben werden, oder, was das gleiche heißt: wenn Lasten im Raume stehen läßt, die ganze Brücke aber Stück a nach links verschiebt, so stellt dann $S_4 K_3$ Brücke vor. Wenn man für die neue Lastenstellung wieder ein Seilpolygon zeichnet, so wird man bemerken, daß man wiederum das gleiche bereits vorhandene Seilpolygon $S_4 A_3 B_4 C_4 \ldots F_4 K_4$ erhält, nur mit einer neuen Schluß- linie $S_4 K_4$, und stellt demnach der Abschnitt des rechten Auflagers, d. h. $K_3 K_4$ den linken Auflagerdruck für die neue Stellung vor; in vorliegendem Falle ist $K_3 K_4 = 42^1/_2{}^{mm}$ und bedeutet $42^1/_2$ Tons Auflagerdruck links.

Während also für die Anfangsstellung der Lasten HH_7 den linken Auflagerdruck darstellt, so geben die Ordinaten $K_3 K_4$ oder $D_3 D_4$ den linken Auflagerdruck an, wenn der ganze Lastenzug um $K_3 H = a$ oder um $D_3 H$ verschoben wird, und man erhält den Satz:

Im Seilpolygon, welches mit der Basis l gezeichnet wurde, stellen sämmtliche Ordinaten Auflagerdrücke vor.

Der leichten Uebersicht wegen wurde $A_3 A_6 = HH_7$; $B_3 B_6 = K_3 K_4$, $C_3 C_6 = E_3 E_4$ gemacht und es bedeutet:
$A_3 A_6$ den linken Auflagerdruck, wenn der Zug von A' bis G',
$B_3 B_6$ „ „ „ „ „ „ „ B' „ G',
$D_3 D_6$ „ „ „ „ „ „ „ D' „ G'
reicht.

Diese Ordinaten dienen, wie später gezeigt wird, zur Bestimmung der Maximalstrebenkräfte in den Streben.

Wenn die erste Last in ihrer Anfangsstellung über dem linken Auflager ruht, was hier nicht der Fall ist, so bildet dann die Verbindungslinie der Punkte $A_6 B_6 C_6$ u. s. f. eine dem Seilpolygone congruente Linie.

3) Eine beliebige Ordinate der Momentenfläche, z. B. $F_4 F_5$, hat den Werth:

$$F_4 F_5 = \frac{Ax - (P_1 y_1 + P_2 y_2 \ldots)}{l}$$

und stellt den l^{ten} Theil des im Querschnitte x herrschenden Momentes vor. Folglich geben die Ordinaten der Momen- tenfläche, multiplicirt mit der Verjüngungsbasis, die Zahlen- werthe der Momente.

Beim Vollbalken hat jede Ordinate eine reelle Bedeu- tung, beim Fachwerke nur die unter die Knotenpunkte fallende Ordinate und bedeutet die dem Knotenpunkte F_1 entsprechende Ordinate $F_4 F_5$ den $\frac{1}{l}$ Theil des in diesem Querschnitte herrschenden Drehungsmomentes.

4) Das Maximum der Momente einer gegebenen Be- lastung wird gefunden, wenn man an das Seilpolygon eine zur Schlußlinie parallele Tangente zieht; dieselbe kann in eine Seite des Polygons fallen.

Hier fällt die zur Schlußlinie parallele Tangente in den Angriffspunkt der Last P_4, also in das Eck D_4; folglich ist in D_1 Maximalmoment.

Von früher her ist bekannt, daß das Maximalmoment in derjenigen Last liegt, in welcher die Verticalkraft durch Null hindurchgeht, oder gleich Null wird, und daß diese Eigen- schaft als Methode dient, das Maximalmoment aufzusuchen.

In vorliegender Figur hat der Auflagerdruck HH_7 eine Größe von $HH_7 = 70^{mm} = 70$ Tons, und wurde derselbe hervorgerufen durch die Lasten $HL + LM + MN + NH_7$, d. h. aus den Lasten $P_1 + P_2 + P_3 +$ einem aliquoten Theile von P_4, woraus hervorgeht, daß in der Kraft P_4 der Trennungspunkt, resp. das Maximalmoment, liegt, also im Punkte D' oder D_4 und man sieht, daß die Last P_4 sich in zwei Theile auflöst.

5) Der Schnittpunkt D_3 des ersten Strahles A_0H mit dem letzten Strahle G_4H_7 liegt in der Schwerlinie der Kräfte, welche diese Strahlen erzeugt haben, d. h. in der Schwerlinie der Kräfte $P_1 + P_2 + \dots P_7$.

Beweis: Die Linie HH_7 stellt das Moment vor der Kräfte P_1 bis P_7 in Bezug auf die Linie HH_7. Es kann aber HH_7 auch das Moment sein, einer einzigen Kraft von der Größe $d^{III}d^{IV}$, welche in D_3 angreift. Da nun $d^{III}d^{IV} = a'a'' + b'b'' + \dots g'g''$, oder gleich af in Fig. 3, so ist auch die in D_3 angreifende Kraft $= P_1 + P_2 + \dots . P_7$, und folglich D_3 ein in der Schwerlinie liegender Punkt.

6) Verlängert man einen beliebigen Strahl, z. B. B_4C_4 nach rückwärts bis zu seinem Schnittpunkte S mit der Schlußlinie A_0H_7, so kann man sich denken, die Fläche $B_4H_2H_7B_5$ rühre von einer einzelnen Kraft her, die in S ihren Angriffspunkt hat, und deren Größe $s's''$ ist; und es ist demnach S der Angriffspunkt einer Kraft, welche für sich allein den Auflagerdruck A und die beiden Lasten P_1 und P_2 ersetzen kann, denn von diesen her rührt ja die Fläche $B_4H_2H_7B_5$. Man nennt die in S gedachte Kraft: die außerhalb wirkende Kraft von A und P_1 und P_2, und ist dieselbe der Größe nach gleich $A - (P_1 + P_2)$. Beweis: HH_7 ist der Auflagerdruck $= A$, folglich $A_3A_5 = \frac{A}{l}$ unter der Voraussetzung, daß $A_0A_3 =$ Eins sei. Denkt man sich durch A_0 zwei Strahlen gezogen parallel zu A_3B_4 und B_4C_4, so wird man finden, daß

$$A_3A_5 = a'a'' + b'b'' + s's'',$$

oder daß

$$s's'' = \frac{A - (P_1 + P_2)}{l},$$

woraus eben folgt, daß in S die Kraft $A - (P_1 + P_2)$ angreift. Das gleiche läßt sich auch zeigen, wenn man im Kräftepolygon, Fig. 3, eine Parallele (die Punktirte) zur Schlußlinie A_0H_7 zieht.

Hiermit sind die für uns wichtigsten Eigenschaften des Seilpolygons erklärt und werden dieselben in der Folge ohne Weiteres angewendet werden.

§. 11. Die Kräfte in den Gurten.

Wie auf Taf. 31 in Fig. 12 zu ersehen ist, vergrößert jede Last die Kräfte in den Gurtungen und leitet man daraus ab, daß bei totaler Belastung in sämmtlichen Strecken d[er] Gurtung das Maximum der Beanspruchung eintritt, und fi[nd] demgemäß diese Glieder für Totalbelastung zu construir[en].

Auf Taf. 32 ist in Fig. 1 ein in jedem Knotenpu[nkte] belasteter Balken dargestellt. In Fig. 2 wurden die La[sten] P_1P_2 u. s. w. als $HL = P_1$, $LM = P_2$ aufgetra[gen] und zwar 1^{mm} für jede Tonne, dann das Seilpolygon [m]it Hilfe der Basis $b = 1$ ausgeführt, und sind demnach [die] Ordinaten F_4F_5 der Momentenfläche noch mit der Basis $l = 14^m$ zu multipliciren, um die Momente, und mit $h = 3^m$ zu dividiren, um die Kräfte in der Strecke $F'G'$ zu erhalten, welche dem Knotenpunkte F' gegenüber liegt. Die Multiplication mit dem Quotienten $\frac{l}{h}$ wurde in Fig. 9 graphisch ausgeführt, und sind in Fig. 1 sämmtliche Horizontalkräfte eingeschrieben. Die Kraft in CD wird demnach gefunden, wenn man die Ordinate $C_4C_5 = 16,8$ mit der Länge $l = 14$ multiplicirt und mit der Höhe $h = 3^m$ dividirt, wodurch $16,8 \times \frac{14}{3} = 78,5$ Tons entsteht, welcher Werth auch in die Zeichnung eingeschrieben ist. Denkt man sich das Eigengewicht einer Brücke in den einzelnen Knotenpunkten concentrirt, so kann man nach der eben erklärten Methode auch die Gurten-Kräfte des Eigengewichtes finden.

§. 12. Die Strebenkräfte.

Nach der Anschauungsweise auf Taf. 31 erzeugt eine Einzellast, z. B. P_2 in Fig. g in den ihr zunächst liegenden Streben c und d Druckkräfte, und haben demzufolge auch a Druck und im rechten Balkenstück alle mit d parallelen Theile, wie f, h und k u. s. w. Bringt man rechts von P_2 in einem beliebigen Knotenpunkte, z. B. in E_1, Fig. 7, eine neue Last P_1 an, so erzeugt dieselbe in der Strebe c ebenfalls Druck und in b einen Zug, vermehrt folglich die Wirkungsweise von P_2, wie aus Fig. 12 zu erkennen ist, welche durch Deckung der Figuren 7 und 9 entstanden. Wenn man auf diese Weise jeden Knotenpunkt für sich untersucht, so wird man finden, daß jede rechts vom Strebenpaare b und c ruhende Last in c Druck und in b Zug hervorruft, daß hingegen das Umgekehrte eintritt, wenn man den ersten Knotenpunkt belastet. Eine in A_1 angreifende Last erzeugt in b Druck, in c hingegen Zug. Es wird demnach in c das Maximum des Druckes eintreten, wenn man nur solche Lasten anbringt, die in c Druck und keine, welche Zug erzeugen, d. h., wenn man sämmtliche von c rechts liegenden Knotenpunkte belastet, d. h., wenn die Last vom 2. Knotenpunkte B_1 bis zum letzten G_1 reicht. Hierbei tritt gleichzeitig für die Strebe b das Maximum des Zuges auf.

Ferner wird in der Strebe c die größte Zugkraft auftreten, wenn man nur solche Knotenpunkte belastet, die in c

g erzeugen, und keine, welche Druck hervorrufen; das ist r Fall, wenn man den ersten Knotenpunkt links für sich ein belastet, und erreicht hiermit auch die Strebe b ihren ßten Druck.

Da ferner alle Lasten von C_1 bis G_1 in der Strebe e ruck erzeugen, hingegen die links liegenden, also in A_1 und in ihr Zug hervorrufen, so erfolgt die Maximaldruckkraft e, also E_{max}, wenn die Brücke von C_1 bis G_1 und das gmaximum, wenn nur A_1 und B_1 belastet sind. Bei taler Belastung hat man demnach in e die Differenz des ruck- und Zugmaximums.

Bei der Strebe f tritt das Maximum von Zug auf, enn man von D' bis G', und das Maximum von Druck, enn man von A bis C_1 belastet.

Es geht hieraus hervor, daß die größten Kräfte in den treben nicht bei Totalbelastung auftreten, sondern bei einitiger Belastung der Brücke und ferner, daß für jede Strebe eciell die ungünstigste Belastungsart aufzusuchen ist, und ß für die hieraus hervorgehenden Kräfte die Querschnitte berechnen sind.

Nachdem man erkannt hat, bei welcher Vertheilung der sten die ungünstigsten Kräfte auftreten, ist es nun leicht, eselben ihrer Größe nach zu bestimmen, sobald man sich innert aus den Elementar-Figuren 1 und 5, Taf. 31, daß e Strebenkraft eine Componente derjenigen Verticalkraft ist, elche durch die Strebe nach dem Auflager übertragen wird.

Geht man daher wieder zu Fig. 1 auf Taf. 32. In r Strebe a tritt Maximaldruck ein bei totaler Belastung, h., wenn sämmtliche Knotenpunkte belastet sind, dann ist ch dem Früheren $A_3 A_6$ der linke Auflagerdruck; derselbe uß durch a hindurch, folglich ist $A_3 A_7 = 74$ Tons die ößte Druckkraft.

Wenn sämmtliche Knotenpunkte von B_1 bis G_1 belastet rden, so tritt in c der größte Druck, in b der größte Zug f. Dieser neuen Belastungsweise entspricht der Auflageruck $B_3 B_6$, folglich ist die größte Kraft in c $= B_3 B_7 =$,5 Tonnen und in b die größte Kraft $= B_3 B_8$.

Ebenso sind bei rechts abfahrendem Zuge $D_3 D_7 = \pm 24{,}5$ ons die größten Kräfte für die Streben f und g.

Auf diese Weise wurden für jede Strebe die Kräfte bemmt und für den nach rechts abfahrenden Zug oben in g. 1 eingeschrieben. Macht man die gleiche Operation mit em nach links abfahrenden Zug, so erhält man die umkehrten Maxima, welche in der unteren Reihe eingeschrieben nd, und man sieht, daß in der Strebe c, je nach der Stelng der Lasten, ein Druck bis zu 54,5 und ein Zug bis zu 8 Tons auftreten können.

Bei totaler Belastung rufen die rechts von der Strebe ruhenden Lasten einen Druck von 37,5 Tons, die links henden eine Zugkraft von 6,2 Tons hervor, mithin herrscht im Zusammenwirken, das ist bei der Totalbelastung, deren Differenz, oder $37{,}5 - 6{,}2 = 31{,}3$ Tons. In der mittleren Reihe sind die Werthe für totale Belastung eingeschrieben und bilden diese die algebraischen Summen der Maximalkräfte. In Fig. 2 ist dieses auch graphisch für das Strebenpaar d und e durchgeführt. Es ist $C C_7 = C_3 C_7 - F_3 F_{11} = 31{,}3$ Tons.

Die Strebenkräfte bei Totalbelastung können auch direkt gefunden werden. Für Totalbelastung ist $H H_7$ der linke Auflagerdruck. Dieser entsteht, wie schon einmal nachgewiesen, aus den Kräften $P_1 + P_2 + P_3 +$ einem aliquoten Theile $N H_7$ von der Last P_4; folglich liegt der Trennungspunkt im Angriffspunkte von P_4, das ist in D_1. Schneidet man den Balken in D_1 durch und bildet zwei angelehnte Träger, so wird die Verticalkraft $N H_7$ durch f und g geleitet und ist $N H_8 = 11$ Tons die Strebenkraft. Ferner wird $M H_7$ durch e und d geleitet, als $M H_9 = 31{,}3$ u. s. w., und ist endlich $H H_{11} = A_3 A_7 = 74$ die Strebenkraft von a.

Nimmt man wieder Fig. 6 auf Taf. 32 und belastet sie gleichmäßig auf allen Knotenpunkten, so liegt der Trennungspunkt der Brücke in der Mitte, die Lasten P_1 bis $\frac{P_4}{2}$ gehen nach dem linken Auflager, indem $\frac{P_4}{2}$ als Verticalkraft durch DD', ferner $P_3 + \frac{P_4}{2}$ als Verticalkraft durch CC' u. s. w. übertragen werden, und sind somit die Strebenkräfte für Totalbelastung direct ersichtlich.

§. 13. **Einfluß des Eigengewichtes.**

Wenn man zwei an sich gewichtlose congruente Balken, Fig. 1 und Fig. 4 auf Taf. 32, auf eine beliebige Weise belastet, bei jedem Balken die Kräfte bestimmt, darauf die Balken nebeneinander stellt und vernietet, so daß sie nur einen Balken bilden, so vereinigen sich auch die in den einzelnen Gliedern herrschenden Kräfte, und man hat hier eine Methode, um einen Balken zu untersuchen, bei welchem ein Theil der Lasten ruht, währenddem ein anderer Theil sich bewegt.

In Fig. 1 ist ein Balken dargestellt, welcher in jedem Knotenpunkte mit $P = 20$ Tons belastet ist, und es sind für den Fall der Totalbelastung die Kräfte eingeschrieben.

In Fig. 4 ist ein dem obigen congruenter Balken dargestellt, der in jedem Knotenpunkte mit $p' = 10$ Tons belastet ist, wobei man sich unter p_1 das Eigengewicht der Brücke per Knotenpunkt vorzustellen hat. In Fig. 7 ist die graphische Zerlegung gemacht, und sind in Fig. 4 die gefundenen Kräfte eingeschrieben; dieselben sind halb so groß, wie die soeben in Fig. 1 erwähnten Kräfte, und stellen somit die durch das Eigengewicht hervorgebrachten Kräfte vor. Bei jedem der Balken ist in den Gurtungen das Maximum eingetreten (in den Streben hingegen nicht, mit Ausnahme der

Endstreben). Werden beide Balken vereinigt, so bilden dieselben einen einzigen Balken, welcher in jedem Knotenpunkte mit $P + p$ belastet ist (Fig. 5) und es herrschen sowohl in den Gurtungen, wie auch in den Endstreben a und o die größten Kräfte, die überhaupt darin auftreten können, und sind für diese Kräfte die Querschnitte zu bestimmen.

In $B_1 C_1$, Fig. 5, herrscht die Kraft

$$68 + 34 = 102 \text{ Tons}.$$

In Fig. 8 ist diese Summation auch graphisch vollzogen worden, indem man die beiden Momentenflächen aus Fig. 2 und Fig. 7 summirte.

Die Kraft von 117,9 Tons in CD, Fig. 5, ist die Summe von 78,5 Tons aus 39,3 Tons aus den Figuren 1 und 4.

Nun ist aber 78,5 Tons $= \frac{1}{h} \times C_4 C_5$ in Figur 2 und 39,3 Tons $= \frac{1}{h} \times C_4' C_5'$ in Figur 7, mithin entstand deren Summe (78,5 + 39,3) Tons aus $\frac{1}{h} \cdot (C_4 C_5 + C_4' C_5')$, welche Größe man in Fig. 8 direct abgreifen kann als $C_3 C_5$. Durch Deckung der beiden total belasteten Gitter erhält man sämmtliche Gurtenkräfte nebst den Kräften der Endstreben. Um für die übrigen Streben die Maximalkräfte zu erhalten, läßt man die Lasten der Fig. 4 unverändert, rückt hingegen sämmtliche Lasten von Fig. 1 um einen Knotenpunkt nach rechts, d. h. man belastet alle Knotenpunkte von B_1 bis G_1 und weiß dann, daß im Strebenpaare b und c die Maximalkräfte — 54,5 und + 54,5 auftreten.

Man vereinigt wieder beide Balken und erhält in den Streben b und c die Kräfte — 26,35 + (— 54,5) = — 80,85 und + 80,85 als die größten Kräfte, welche darin vorkommen können.

Man läßt wieder die Lasten in Fig. 4 ruhen und verschiebt in Fig. 1, so daß alle Punkte von C_1 bis G' belastet sind; dann treten in den Streben d und e max. auf, und zwar — 37,5 Tons und + 37,5 Tons. Nach Vereinigung beider Balken zu Fig. 5 herrschen in den Streben c und d die Maximalkräfte — 37,5 + (— 15,65) = — 53,15 und + 53,15.

Indem man nach und nach in Fig. 1 die Lasten abfahren läßt, erhält man die Maximalstrebenkräfte in Fig. 5, und sind dieselben oben an jeder Strebe eingeschrieben.

Man stellt sich nun vor, daß eine jede Brücke, wie Fig. 5, aus zwei congruenten gewichtlosen Theilen besteht, und daß der eine Theil, Fig. 4, die ruhende Last und der andere Theil, Fig. 1, die bewegliche Last nach den Auflagern zu übertragen hat.

Aehnlich wie man von einem Eigengewicht der Brücke spricht und einer zufälligen Last, so kann man auch die durchs Eigengewicht hervorgerufenen Kräfte die Eigenkräfte n im Gegensatz zu den zufälligen Kräften. Vergleicht m die Fig. 4 und 5, so sieht man, daß die Eigenkraft der C von 26,35 gesteigert wird bis auf 80,85, daß fer Eigenkraft der Strebe h aus einem Drucke von + 5, in eine Zugkraft von — 8 Tons umgewandelt wir gleichzeitig + 5,5 und — 13,5 darin auftreten, daß in den Streben k, l, m und n die Eigenkräfte st kleinert werden, so daß aus 15,65 Tons in Fig. 4 9,4 werden u. s. f. und entnimmt man daraus, daß Streben a — g die Eigenkräfte durch die zufälligen ver und von h bis n die Eigenkräfte durch die zufällige kleinert werden, und daß diese Verkleinerung so wei kann bei einigen Streben, daß Zug und Druck in und Zug umgewandelt werden können, wie dieses l Streben h und i der Fall ist, in Fig. 5.

Vergleicht man ferner die Kräfte beider Figure ihrer Art, so findet sich, daß in allen Streben der F in welchen vermöge des Eigengewichtes Druck und Zu schen, auch nach Eintreten der zufälligen Last nach Dr Zug herrschen, mit Ausnahme des Strebenpaares h in welchem der Eigendruck und Eigenzug in Zug und umgewandelt werden.

Währenddem man also in Fig. 4 die Streben b i, l und n aus Seilen erstellen kann, muß man in das EE_1 auch steif, d. h. als Stab construiren, weil Druck und Zug wechseln.

Wenn man mit den gleichen Versuchen nochm ginnt, nur mit der Abänderung, daß die zufällige La mal nach links abfährt, so erhält man natürlich die Erscheinungen, nur in umgekehrter Reihenfolge, und f auftretenden Maximalkräfte ebenfalls eingeschrieben, un am Fuße einer jeden Strebe; diesmal wird der Kräft in dem Strebenpaare f und g auftreten, so daß üb die Streben f, g, h und i für Druck und Zug co werden müssen, und werden dieses Mal die Eigenkrä rechts liegenden Streben durch die zufälligen Kräfte ve währenddem die Eigenkräfte der links liegenden Streb Veränderung erleiden. In einer beliebigen Strebe, z in welcher die Eigenkraft Druck 15,65 Tons herrscht derselbe bis auf 9,45 Tons abnehmen und bis au Tons zunehmen, und finden demnach in derselben Differenzen bis zu 53,15 — 9,45 = 43,70 Tons stat

Faßt man Alles noch einmal zusammen, so finde daß beim gewichtlosen belasteten Balken (z. B. Fig. jeder Strebe (mit Ausnahme der Endstreben) sowohl als auch Zug eintreten kann, je nach Stellung der und demnach jede Strebe als Stab construirt werde wenn eine Last über die Brücke soll fahren können, d gegen bei einem Balken, welcher ein eigenes Gewicht der Zug- und Druckwechsel nur noch in einzelnen

Ritte stattfindet, während die übrigen Streben nur
ıd nur Zug auszuhalten haben.

ın das Eigengewicht sehr groß ist im Verhältniß zur
Last, so kann der Fall eintreten, daß in gar keiner
nehr ein Wechsel der Kräfterichtung stattfindet, wäh-
im umgekehrten Falle bei verhältnißmäßig kleinem
ıicht sich die Richtungsänderung der Kraft auf viele
erstrecken wird.

n kann nun direct die vier interessanten Kräfte für
ecke, z. B. e, bestimmen:

anspruchung durch Eigengewicht $= + 15{,}65$,

ößte Druckkraft $+ 15{,}65 + 37{,}5 = + 53{,}15$. Zug
reicht von C' bis G',

inste Druckkraft $15{,}65 - 6{,}2 = 9{,}45$. Zug reicht
von A' bis B',

talbelastung $15{,}65 + 37{,}5 - 6{,}2 = + 46{,}95$.

s hier mit Zahlen herausgefunden wurde, kann man
ıt graphisch erzielen, und zwar wie folgt:

Maximalkraft der Strebe e besteht aus den Theilen
ı Fig. 2, und aus 2β in Fig. 7; beide Größen sind
Componenten der Verticalkräfte $C_3 C_6$ in Fig. 2
₄ in Fig. 7; wenn man daher die Verticalkräfte
zu $C_6 C_7$ in Fig. 8, so muß $C_7 C_8$ auch die Summe
benkräfte vorstellen.

beträgt die Länge $C_7 C_9 = 53{,}15$ Millimeter und
diese Länge einer Kraft von 53,15 Tons; somit
ıan nun endlich zur vollständigen graphischen Kräfte-
ng für eine auf zwei Punkten aufruhende Brücke.

Erklärung der Figur 8.

der Linie $A_0 H$ gleich der Brückenlänge l errichtet
Senkrechte $H H_3$, trägt auf dieser die Lasten auf
struirt das Seilpolygon $A_0 A_3 B_4 \ldots H_3$ nebst der
ie $A_0 H_3$, wodurch man die Momentenfläche der
Last erhält. Zu dieser addirt man die besonders
Momentenfläche des eigenen Gewichtes, Fig. 7, wo-
z. $A_0 A_9 B_9 C_3 \ldots H_3 A_0$ entsteht, und erhält hier-
Totalmomentenfläche, aus welcher die Gurtungskräfte
hmen sind. Ferner trägt man die Ordinaten $A_3 A_6$,
$C_3 E_6$, $G_3 G_6$ auf und addirt, resp. subtrahirt die
ngewichte entsprechenden Verticalkräfte $A_3 A_7$, $B_3 B_7$
E_7, $G_3 G_7$, wodurch man deren algebraische Summen
$C_6 C_7$, $E_6 E_7$, $G_6 G_7$ erhält, aus welchen dann die
strebenkräfte $A_7 A_8$, $D_7 D_8$, $G_6 G_8$ abzuleiten sind.

. Kräfte eines beliebig belasteten Trägers.

n hat bisher die Maximalkräfte eines Trägers be-
wie dieselbe in jedem einzelnen Theile nach einander
auftreten und welche maßgebend sind zur Bestimmung der
Dimensionen.

Untersucht man nun einmal, welche Kräfte gleichzeitig
auftreten, wenn man einen Balken auf ganz beliebige Weise
belastet. Es sei der Balken, Fig. 1 auf Tafel 33, mit den
Lasten P_1 bis P_4 belastet und sei sein Eigengewicht gleich
dem des Balkens, Fig. 4 auf Taf. 32.

Man construirt in der bekannten Weise das Seilpolygon,
Fig. 2, Taf. 33, für die zufälligen Lasten und reducirt die
unter die Knotenpunkte fallenden Ordinaten, wie p_5 mit
$\frac{1}{h}$, mit Benutzung der Fig. 3, mißt die erhaltene Gurtungs-
kraft $AE = 37$ Millimeter $= 37$ Tons, schreibt diese
ein in die Strecke BC und addirt noch die Eigenkraft 29,2
Tons auf Fig. 4, Taf. 32, hinzu, um die wirkliche Kraft
66,2 Tons zu erhalten.

Zur Bestimmung der Strebenkräfte sucht man den Punkt,
in welchem der Balken in zwei anlehnende Träger aufgelöst
werden kann. — Dieser Punkt kann auf zwei verschiedene
Arten gefunden werden. Erstens als Maximalmomenten-
punkt mit Hilfe der Linie YY parallel zur Schlußlinie
$A_0 H_3$, welche durch den Angriffspunkt C_4 der Kraft P_3
hindurchgeht; zweitens mit seiner Eigenschaft als Punkt, in
welchem die Verticalkraft durch Null hindurchgeht. Der
Auflagerdruck links hat die Größe $H_0 H_3$ und entsteht aus
den Lasten $H_0 1$, $1 - 2$, und einem aliquoten Theile $2 H_3$
der Last $P_3 = 20$ Tons.

Es liegt demnach der Trennungspunkt in C_1 in dem
Angriffspunkte der Last P_3, und wird $H_0 H_3 = A_0 H_4$ nach
links und der Rest $H_3 4 = H_4 4$ nach rechts übertragen
und zwar so, daß $2 H_5 = 12{,}0$ Tons durch die Strebe $C C_1$
und $1 H_6 = 33{,}0$ Tons durch BB_1 und $A'B$ und endlich
$A_0 H_7 = 54{,}0$ Tons durch AA' geleitet werden.

Ebenso geht $H_4 K_0 = 9{,}0$ Tons durch sämmtliche
Streben von C'D bis FF, und $H_4 J_0 = 30$ Tons durch
die der letzten Streben.

Da der Trennungspunkt in C_1 ist und die Last ober-
halb angreift, haben die zunächst liegenden Streben Druck,
die nächsten Zug, die folgenden wieder Druck u. s. f. Die
Strebenkräfte der zufälligen Last sind am oberen Ende der
Streben eingeschrieben. Zu diesen Lasten ist der Einfluß des
Eigengewichtes, aus Fig. 4, Taf. 32, addirt, in der Mitte
jeder Strebe eingeschrieben und sind somit sämmtliche Kräfte,
wie dieselben gleichzeitig auftreten, hiermit bestimmt.

§. 15. Einfluß der Querträger.

Die bisher gefundenen Resultate sind vollkommen richtig
für die zu Grunde gelegte Belastungsweise, welche darin be-
steht, daß erstens die Entfernung der Lasten gleich der Ent-
fernung der Knotenpunkte ist, und daß zweitens eine jede

Last sich direct über einem Knotenpunkte befindet, Bedingungen, welche höchstens bei Constructionen mit ruhenden Lasten erfüllt sein können.

In der Wirklichkeit aber werden diese Bedingungen gar nicht erfüllt. Die relativen Entfernungen der Lasten stehen in gar keinen Beziehungen zu der Maschenweite der Brücke und befinden sich ferner die Lasten nicht nur über, sondern auch zwischen den Knotenpunkten.

Um sich an eine gewisse Vorstellungsweise zu binden, sei Fig. 4, Taf. 33, ein Träger, welcher auf seinen Knotenpunkten ein System von Längsträgern trägt, über welche dann erst die bewegliche Last P geleitet wird. Die Wirkungsweise eines Längsträgers erhellt aus folgender Betrachtung:

Wenn eine Last P über einem Knotenpunkte C_1 steht, so nimmt sie derselbe vollständig auf; in dem Momente, in welchem die Last P den Längsträger T_4 betritt, wird dieselbe auf die beiden Knotenpunkte C_1 und D_1 übertragen; die Last P löst sich in zwei Auflagerdrücke (a_1 und b_1) auf, welche auf die beiden Knotenpunkte C_1 und D_1 wirken, und es ist geradezu so, als ob die Last P gar nicht vorhanden wäre, sondern zwei Lasten, a_1 und b_1, welche in den Punkten C_1 und D_1 der Brücke aufruhen. In dem Maße nun, als P von links nach rechts fortschreitet, nimmt a_1 beständig ab und b_1 beständig zu, bis zuletzt P vollkommen über dem Knotenpunkte D_1 ruht.

Tritt die Last auf den folgenden Träger T_5, so löst sie sich von Neuem in zwei Auflagerdrücke auf, von welchen der linke Druck a_2 stets abnehmen und der rechte Druck b_2 stets zunehmen wird, bei rechts fortschreitender Last.

Indem also eine Last die Strecke $C_1 D_1 E_1$ zurücklegt, übt sie auf den Knotenpunkt D_1 einen Druck aus, der mit Null beginnt, dann allmälig zunimmt bis zur Größe P, und dann wieder allmälig abnimmt bis auf Null; gleichzeitig ist damit ein periodisches Auflösen der Last in zwei Theile und Wiederconcentriren der Theile zu einer einzigen Last verbunden.

Bisher hat man nur den Einfluß einer Last bestimmt, wenn sie sich direct über den Knotenpunkten befindet; ein Fall, der eintritt, wenn ein Fußgänger derart über die Brücke sich bewegt, daß er mit jedem einzelnen Schritte stets einen Knotenpunkt zurücklegt, und es sollen nun auch die Kräfte der Zwischenstufen untersucht werden, und zwar sowohl für die Gurtungen, als auch für die Streben.

§. 16. Bestimmung der Gurtungskräfte bei Brücken mit Längsträgern.

Man belastet eine Brücke vollständig mit den Lasten P_1 bis P_n, so daß kein Rad mehr darauf kommen kann, bestimmt den Druck auf jeden Knotenpunkt und zeichnet für die so erhaltenen neuen Lasten das Seilpolygon.

Sollte es sich treffen, daß der Zug noch etwas ver[…] werden kann, ohne daß ein neues Rad hinzu kömmt […] daß ein vorhandenes die Brücke verläßt, so verschieb[…] den Zug ein wenig, bestimmt von Neuem die Drücke […] Knotenpunkten und construirt ein neues Seilpolygon. […] man so innerhalb der Grenzen der möglichen Versch[…] mehrere solche Seilpolygone construirt und deren Umh[…] aufsucht, so erhält man die größten Momente, welch[…] haupt auftreten können; es ist hier nur die Methode […] deutet, ohne ein Beispiel zu zeichnen.

§. 17. Einfluß der Querträger auf die Stre[…]

In Fig. 4 auf Taf. 33 ist ein mit Quer- und […] trägern versehener Balken gezeichnet; derselbe ist mi[…] Tons gleichmäßig belastet, resp. mit 10 Tons per lau[…] Meter, und dabei angenommen, daß die Last eine einzi[…] sammenhängende Masse bilde. Beim Auftragen des Sei[…] gons wurde die Belastung betrachtet, als ob es 14 gleic[…] vertheilte Einzellasten à 10 Tons seien, und entspricht […] die angenäherte Momentenfläche sehr genau der wirk[…] und können aus ihr ebenfalls die Auflagerdrücke für v[…] dene Verschiebungen der Last abgeleitet werden.

So bedeutet $A_0 A_{14}$ den Auflagerdruck bei totale[…] lastung, ebenso $C_7 C_{14}$ den linken Auflagerdruck, wen[…] Zug von C_7 bis ans rechte Widerlager reicht, d. h. […] er die Lage γ einnimmt. (Fig. 4ᵃ).

Für eine beliebige Stellung des Zuges, z. B. von […] tenpunkte D_1 bis ans rechte Ende ist $D_3 D_4 = H D$[…] linke Auflagerdruck, mithin $H D_{12} = 18{,}5$ Tons die […] kraft in $C_1 D$ und $D D'$. und sind für sämmtliche […] die Kräfte auf diese Weise bestimmt und in Fig. 10 […] obern Reihe eingeschrieben worden, und zwar jedesmal […] der bestimmten Voraussetzung, daß die Lasten von de[…] sprechenden Knotenpunkte bis ans andere Ende reichen […] nun auch die Zwischenstufen zu untersuchen, giebt ma[…] Zug die Lage δ, Fig. 4ᵃ, bei welcher die vordersten […] sich zwischen den Knotenpunkten C_1 und D_1 befinden […] dem Längsträger T_4 ruht alsdann eine Last von der […] $E_1 D_1$ (siehe Fig. 6). Dieser Längsträger bildet fü[…] wieder einen Balken, der die darauf liegende Last nac[…] und rechts vertheilt; ist dieser Balken vollständig bela[…] ist $C_2 D_3$ seine Momentenfläche (siehe Fig. 7) und C_2[…] $D_2 D_3$ der linke Auflagerdruck. Nimmt ferner d[…] die Stellung $E_1 D_1$ ein, so stellt $\alpha\beta$ den linken […] lagerdruck vor. Dieses Miniaturseilpolygon wurde […] Basis $b = C_1 D_1$ gezeichnet, die Lasten mit einem […] meter per Ton aufgetragen und bedeutet demnach d[…] dinate $\alpha\beta = 4{,}5^{mm}$ einen Druck von 4,5 Tons, welc[…] Längsträger T_4 auf sein linkes Auflager, d. h. auf den […] punkt C_1 äußert, wenn er auf die Länge $E_1 D_1$ bela[…]

Für die eben betrachtete Zugstellung δ, Fig. 4a, bedeutet
$D_7 D_{14}$ den Auflagerdruck am linken Widerlager und
d derselbe durch die Streben in der bekannten Weise
tragen.

Da nun die Verticalkraft $\alpha\beta$ aus Fig. 7 direct auf dem
tenpunkt C_1 ruht (in Fig. 4) und von da nach dem
en Auflager verläuft, so übertragen die Streben C′D
DD′ nur noch die Differenz $D_7 D_{14} - D_6 D_{14} =$
D_7, wobei $D_6 D_{14} = \alpha\beta$; macht man nun $A_0 D_9 =$
D_7, so stellt $A_0 D_{10}$ die Strebenkraft in C′D und DD′
für die bereits besprochene Zugstellung.

Auf diese Art fährt man nun weiter fort; man ver-
ebt den Zug ein beliebiges Stück, bestimmt seine neue
ge auf dem Längsträger, ermittelt den linken Auflager-
ck des Längsträgers mit Hilfe von Fig. 7, zieht den ge-
denen Werth vom Gesammtauflagerdruck ab und bestimmt
Curve $D_4 D_6 D_{15}$. Mit Hilfe einer Tangente ermittelt
n dann die größte Ordinate $D_6 D_7$, aus dieser findet man
n die größte Strebenkraft in C_1D und DD′, sowie die
gstellung δ, Fig. 4a, bei welcher das Maximum in dem
reffenden Strebenpaare eintritt, und man sieht, daß bei
er continuirlichen Last und auf einer Brücke mit Quer-
gern in einem beliebigen Strebenpaare das Maximum dann
erreicht wird, wenn die Last sich zwischen den entsprechen-
Knotenpunkten, zu welchen die Streben gehören, befindet.

Auf diese Weise ergeben sich die Verticalkräfte $A_0 A_6$,
B_6, $C_7 C_6$, $E_7 E_6$ und $F_7 F_6$ als größte Verticalkräfte
die Streben a, b und c, für d und e und s. f., oder
$A_{10} = 68$ Tons, $A_0 B_{10} = 53{,}5$ Tons, $A_0 C_{10} =$
Tons als größte Kräfte in den Streben a, b und c,
nd e. Um demnach die Strebenkräfte für die zufällige
t zu bestimmen, hat man diejenigen Ordinaten zu zerlegen,
che zwischen der Linie A_0H und der Treppenlinie mit
gehöhlten Stufen $A_6 A_4$, $B_6 B_4$, $C_5 C_4$ u. s. f. liegen.

In Fig. 10 sind nun die Strebenkräfte eines rechts
ahrenden Zuges numerisch zusammengestellt, und zwar in
obern Reihe für den Fall, daß der Zug je von einem
tenpunkte bis ans rechte Ende reicht, und in der untern
he für den Fall einer Ueberschreitung des Knotenpunktes
zur ungünstigsten Lage, welche in Fig. 4a für jedes Stre-
paar schematisch angedeutet ist.

Wenn man nun zu diesen Kräften der zufälligen Last
h die Kräfte des Eigengewichtes addirt, so ist die Aufgabe
vollständig gelöst zu betrachten. Da der Balken der
che ist, wie Fig. 4 auf Taf. 32, so kann man dessen
rthe fürs Eigengewicht direct verwenden und erhält die
Fig. 4, Taf. 33, oben und unten an den Streben ein-
hriebenen Werthe. In Fig. 10 ist der größte Druck in
′ = 36 Tons; hierzu die Eigengewichtskraft von 15,6
ns macht 51,6 Tons.

Man macht auch hier wieder die gleiche Beobachtung,
daß in einzelnen Streben Zug und Druck wechseln können,
und zwar tritt dieses ein bei den Streben h und i bei Rechts-
abfahrt der Lasten.

Da der erste und der letzte Längsträger direct Lasten
auf die Widerlager abgeben können, von denen folglich die
Brücke nichts spürt, so sind die gefundenen Werthe für die
Auflagerdrücke nicht absolut richtig. Das Gleiche gilt auch
von den algebraisch aufgestellten Werthen, welche unter der
gleichen Voraussetzung aufgestellt wurden und später nachfolgen.

Anstatt die Eigenkräfte besonders auszurechnen und dann
zu den zufälligen Kräften zu addiren, können beide Opera-
tionen gleichzeitig, und zwar graphisch gelöst werden. Das
Eigengewicht der Brücke beträgt per Knotenpunkt 10 Tons,
folglich beträgt der Verticaldruck für die Endstreben a und c
35 Tons, für die Streben b und c und m und n 25 Tons,
für d und e und k und l = 15 Tons, und endlich für
die Streben f und g, sowie h und i nur 5 Tons.

Bei rechts abfahrendem Zuge verstärken die zufälligen
Lasten die Wirkungen des Eigengewichtes für die gesammte
linke Trägerhälfte und vermindern dessen Einfluß für die
rechte Trägerhälfte. Demzufolge hat man zu den Ordinaten
der Fläche $A_0 A_3 A_4 A_6$, welche die verschiedenen Vertical-
kräfte der Strebe a vorstellen, je eine Ordinate addirt, welche
den Einfluß des Eigengewichtes repräsentirt, und erhielt die
Fläche $A_0 A_3 A_5 A_8$, wobei $A_0 A_8 = 35^{mm}$.

Die Maximalkraft in der Strebe a, das ist $A_8 A_{13}$,
setzt sich demnach zusammen aus der Kraft $A_0 A_{10} = 68$
Tons, welche von der zufälligen Last herrührt, und aus
$A_8 A_{14} = 37$ Tons, welche vom Eigengewicht herrühren, und
wird überhaupt dargestellt $A_8 A_{13} = 105$ Tons. Ebenso
stellt $C_8 C_{13} = 52{,}5$ Tons die Maximalkraft im Streben-
paare d und e vor. Die Strebenkräfte für Eigengewicht
und zufällige Last findet man demnach durch Zerlegung der
Ordinaten der ganzen Fläche, welche zwischen die beiden
Treppenlinien fällt.

Zur Bestimmung der Maximalkräfte in den Streben
dienen demnach die Ordinaten:

Namen der Strebe.	Für die zufällige Last.	Fürs Eigengewicht.	Für zufällige Last und Eigengewicht.
AA′ oder a.	$A_0 A_6$	$A_0 A_8$	$A_8 A_6$
A′B und BB′ oder b und c	$B_6 B_7$	$B_7 B_8$	$B_6 B_8$
B′C und CC′ oder d und e	$C_6 C_7$	$C_7 C_8$	$C_6 C_8$
C′D und DD′ oder f und g	$D_6 D_7$	$D_7 D_8$	$D_6 D_8$
D′E und EE′ oder h und i	$E_6 E_7$	$- E_7 E_8$	$E_6 E_8$
E′F und FF′ oder k und l	$F_6 F_7$	$- F_7 F_8$	$- F_6 F_8$
F′G und GG′ oder m und n	$G_6 G_7$	$- G_7 G_8$	$- G_6 G_8$

Dabei sind in Fig. 4ª für jedes einzelne Strebenpaar die ungünstigsten Stellungen der Last angegeben. Für die Endstrebe a muß die ganze Brücke belastet sein; für das Strebenpaar b und c muß die Last die Länge β haben, für die Streben c und d die Länge γ in Fig. 4ª. Wie die Rechnung später zeigen wird, muß für die Streben b und c der Träger T_2 bis auf $^{11}/_{12}$ seiner Länge belastet sein; für die Streben d und e muß der Träger T_3 auf $^{9}/_{12}$ seiner Länge belastet sein; bei T_4 findet dieses statt bei $^{7}/_{12}$ Ueberdeckung u. s. f.

Zur Erklärung der in vorliegender Figur auftretenden negativen Flächen, sei in Kürze noch Folgendes wiederholt:

Nach der im Eingang dieser Abhandlung erörterten Anschauungsweise läßt sich jeder Balken als eine Zusammenstellung von zwei angelehnten Trägern betrachten. Der Trennungspunkt des Balkens liegt im Angriffspunkte derjenigen Kraft, in welcher der Auflagerdruck Null wird, oder durch Null hindurchgeht: in diesem Punkte herrscht das Maximalmoment für die jeweilige Belastungsart, und hat der Punkt die Eigenschaft, daß alle links von ihm liegenden Lasten nach dem linken, alle rechts von ihm liegenden Lasten nach dem rechten Auflager übertragen werden.

Es werde die Brücke nur vom Knotenpunkte B_1 bis ans rechte Ende belastet, dann ist $B_3 B_4$ der linke Auflagerdruck, da $B_3 B_4$ größer ist, als die Last auf dem Knotenpunkte $B_1 = B_4 C_{15}$, so muß auch der Maximalmomentenpunkt mehr im Innern des Balkens liegen.

Die Last des Knotenpunktes B_1, das ist $B_4 C_{15}$, liegt demnach links vom Trennungspunkte und geht direct durch die Streben a, b und c nach dem linken Auflager, mithin ist $B_3 B_4$ die Verticalkraft für die Streben a, b und c, und $B_3 C_{15}$ die Verticalkraft für die Streben d und e; und zwar haben die nach rechts ansteigenden Streben a, c und e Druck, während b und d Zug haben. Fährt der Zug etwas nach rechts, z. B. in die Lage γ, Fig. 4ª, so ist wiederum $C_7 C_{14}$ die Verticalkraft für die Streben a, b und c und $C_6 C_7$ für d und e. Da auch das Eigengewicht der linken Brückenhälfte nach dem linken Auflager übertragen wird, so verstärken sich folglich die Wirkungen von Eigengewicht und zufälliger Last. Die gleichen Betrachtungen gelten auch für die Streben d und e und f und g. Wenn die Brückenlast vom Knotenpunkte D_1 bis ans rechte Auflager reicht, so ist $D_3 D_4$ der linke Auflagerdruck und $D_4 E_{15}$ die Last auf dem Knotenpunkte D_1; für die Streben f und g ist $D_3 D_4$ die Verticalkraft, oder $D_4 D_5$ unter Berücksichtigung des Eigengewichtes; für die Streben h und i ist $D_3 E_{15}$ die Verticalkraft, welche durch das Eigengewicht, das von der Mitte der Brücke aus jetzt nach dem rechten Auflager übertragen wird, auf die Länge $D_{16} E_{15}$ reducirt wird. Diese Kraft nimmt bei weiter fahrender Last wieder zu, bis zum Maximum $E_6 E_8$, und von da wieder ab, bis auf $E_5 E_4$. Beständig hat aber die rechts ansteigende Strebe Druck, di[e] links ansteigende Zug. Im nächsten Felde, wenn die Bel[a]stung vom Knotenpunkte E_1 bis G reicht, ist der linke Au[f]lagerdruck $E_3 E_4$ kleiner, als die Last $E_4 F_{15}$, welche a[uf] dem Knotenpunkte E_1 ruht; folglich entsteht der linke Au[f]lagerdruck einzig und allein aus einem Bruchtheile der Knotenpunkte E_1 ruhenden Last und geht ein Theil die[ser] Last $E_4 E_{15}$, nämlich der Antheil $E_3 E_4$, nach dem lin[ken] Auflager und der Rest, nämlich $E_3 F_{15}$, nach dem rec[hten] Auflager, mithin haben die beiden Streben i und k D[ruck] und l und h Zug. Also jetzt hat zum ersten Mal [die] rechtsansteigende Strebe Zug, nämlich die Strebe l. Hi[er] sind $E_3 E_4$ und $E_3 F_{15}$ die Verticalkräfte für h und i [und] k und l. Unter Berücksichtigung des Eigengewichtes [ist] $E_4 E_5$ die Verticalkraft für die Streben h und i und F_{16} F_{15} für die Streben k und l, aber wie schon bemerkt, so, daß k Druck und s Zug erhält. Rücken die Lasten ein wenig nach rechts in die Stellung $H F_{16}$, Fig. 5, so ist der linke Auflagerdruck $E_4 F_{16}$ ebenso groß, wie die Knotenpunkt-Last auf E_1. Folglich geht dieselbe ganz nach dem linken Auflager, die Lasten vom nächsten Knotenpunkte P_1 gehen ganz nach dem rechten Auflager und die Streben k und l sind vollständig entlastet.

Mit dem Eigengewichte vereinigt ist $F_{16} F_{17}$ die Verticalkraft für die Streben k und l, wobei k Druck und l Zug hat. Schreiten die Lasten weiter vor, etwa in die Stellung $F_{19} H$, so wird der linke Auflagerdruck $F_{19} F_{21}$ wieder größer als die Knotenpunkt-Last $F_{20} F_{21}$, und liegt der Maximalmomentenpunkt erst im nächsten Knotenpunkte, entweder in F′ oder gar in G′ — es gehen also wieder Lasten nach dem linken Auflager und erhält die rechtsansteigende Strebe wieder Druck und die links ansteigende wieder Zug. Da das Eigengewicht $F_{19} F_{22}$ nach rechts die Ordinate, $F_{19} F_{20}$ nach links die Streben durchläuft, so bleibt als Resultat $F_{20} F_{22}$ nach rechts. Wenn man also die Strebenkräfte in k und l betrachtet ohne Eigengewicht, so findet man, daß bei denselben ein Zeichenwechsel stattfindet, wenn die äußerste Last links den Träger T_6 durchfährt; der Zeichenwechsel selbst findet bei der Stellung ι in Fig. 4ª statt. Im nächsten Felde der Streben m und n findet ebenfalls ein solcher Zeichenwechsel statt für die Stellung λ der beweglichen Last.

Wenn eine zusammenhängende gleichmäßige Last, die von einem Ende der Brücke bis zum anderen reicht, nach einer Seite hin, z. B. nach rechts abfährt, so haben bei den frei liegenden Streben, an denen also die Last schon vorübergefahren ist, die von links nach rechts aufsteigenden Streben stets Druck, die anderen stets Zug, wenn man den Einfluß der zufälligen Last allein betrachtet. Das Maximum der Beanspruchung in dem Strebenpaare eines beliebigen Längsträgers tritt dann ein, wenn derselbe auf eine bestimmte Länge von der Last selbst bedeckt ist. In einigen Feldern

m es sich nun ereignen, daß die Streben bei einer gewissen
ellung der Last sogar ganz entlastet werden, nachdem eine
nderung in der Kraftrichtung vorausgegangen ist. Die
er zufälligen Last entsprechenden Kräfte in den Streben
rden in Fig. 5 auf Taf. 33 aus den Ordinaten abgeleitet,
lche zwischen der Geraden $A_0 H$ und der bogenförmigen
eppenlinie liegen. An denjenigen Stellen, an welchen die
ogenen Treppenstufen die Gerade $A_0 H$ überschreiten, herr-
en die Kräfte mit umgekehrter Richtung.

An den Schnittpunkten der gebogenen Treppenstufen
t der Linie $A_0 H$ sind die Streben ganz entlastet. Bei
em gleichmäßig belasteten Balken, wie es beim Eigengewichte
es Balkens vorkommt, haben bei der linken Balkenhälfte
rechts ansteigenden Streben Druck, die links ansteigenden
g. Beim rechten Balkenende haben umgekehrt die rechts
steigenden Streben Zug, die links ansteigenden Druck; es
diese Art von Aufeinanderfolge von Druck und Zug der
rze halber die natürliche Anordnung genannt, und wurden
eits früher die durchs Eigengewicht der Brücke hervor-
ufenen Kräfte — die Eigenkräfte genannt. Wenn die
genkraft einer Strebe durch Hinzutreten einer zufälligen
t verändert, auf Null gebracht, oder in eine Kraft von
gegengesetzter Richtung umgewandelt wird, so heißt dieses:
ichtungswechsel".

Die Strebenkräfte des eigenen Gewichtes, also die Eigen-
fte, werden in Fig. 5 aus den Ordinaten abgeleitet, welche
schen der Geraden $A_0 H$ und der geradlinigen Treppen-
ie liegen.

Das verschiedene Verhalten der Streben in beiden Hälften
rd dadurch ausgedrückt, daß ein Theil der Treppenlinie
rhalb, der andere unterhalb der Linie $A_0 H$ liegt.

Vereinigt man Eigengewicht mit zufälliger Last, so inter-
iren sich dieselben. Bei rechts abfahrender Last summiren
in der linken Balkenhälfte die Kräfte, in der anderen
lkenhälfte bilden sich Differenzen; die Eigenkräfte können
ar Null werden und ins Entgegengesetzte umschlagen.

Die Strebenkräfte von zufälliger Last und Eigengewicht
rden aus den Ordinaten abgeleitet, welche zwischen den
den Treppenlinien liegen. Bei rechtsabfahrendem Zuge
rden in den Feldern der rechten Balkenhälfte die Eigen-
fte bald verstärkt, bald verkleinert durch die zufällige Last,
nachdem die bogenförmigen Stufen über oder unter die Linie
H fallen. In gewissen Feldern wird sogar die Eigenkraft
lständig vernichtet, und werden die diesen Feldern ange-
rigen Streben bald auf Zug und bald auf Druck beansprucht.

§. 18. Mathematische Berechnung der Maximal-strebenkraft.

Um das Gesetz der ungünstigsten Lastenvertheilung kennen
lernen, sei in Fig. 5, Taf. 33, z der Abstand eines be-
liebigen Knotenpunktes vom linken Auflager, ferner y der
Abstand von diesem Knotenpunkte bis zum nächsten Rade,
und reiche von da aus der Zug, der als gleichmäßig vertheilte
Last angenommen wird, bis zum rechten Auflager: es habe
also die Last die in Fig. 4ª mit δ bezeichnete Lage. Es
fragt sich nun, wie weit muß die Last auf dem Längsträger
T_4, Fig. 4, vorrücken, daß in dem unter ihm liegenden
Strebenpaare f und g Maximalkräfte auftreten. Bei der
in der Figur aufgezeichneten Lage beträgt der linke Auflager-
druck, wenn p das Gewicht der Last per Längeneinheit be-
deutet

$$A = \frac{(l - z - y)^2 p}{2l}.$$

Dieser wird in Fig. 5 dargestellt durch $D_7 D_{14}$. Dieser
Druck wird vollständig durch die Streben a, b, c, d und e
nach dem linken Auflager übertragen, für die Streben f und
g muß aber noch der linke Auflagerdruck des Längsträgers
T_4 auf den Knotenpunkt C_1 abgezogen werden; derselbe beträgt:

$$\alpha = \frac{(a - y)^2 p}{2a}$$

und wird dargestellt in Fig. 5 durch die Länge $D_6 D_{14}$.
Folglich bleibt der Verticaldruck, welcher durch die Streben f
und g übertragen wird, als

$$V = A - \alpha = \frac{(l - z - y)^2 p}{2l} - \frac{(a - y)^2 p}{2a},$$

und hat derselbe so lange Gültigkeit als

$$\frac{(l - z - y)^2 p}{2l} \geqq \frac{(a - y)^2 p}{2a}.$$

Im Falle der Gleichheit tritt eine vollständige Entlastung
des Strebenpaares ein, wie z. B. im Strebenpaar m und n
bei der Ordinate $G_{14} G_{15}$, ein specieller Fall, der weiter unten
noch näher erörtert werden wird.

Die Verticalkraft

$$V = \frac{(l - z - y)^2 p}{2l} - \frac{(a - y)^2 p}{2a}$$

wird für ein constantes z und ein variables y zum Maxi-
mum für

$$y = \frac{a}{l - a} z$$

und heißt solches, wenn man den Werth für y einsetzt:

$$V_1 \max = \frac{1}{2} p \times \frac{(l - a - z)^2}{l - a}.$$

Giebt man dem z nach einander die Werthe $\frac{a}{2}$, $\frac{3}{2}$ a, oder
für den x^{ten} Knotenpunkt den Werth $\frac{(2x - 1)a}{2}$ und setzt
für l den Werth n a, wobei n die Anzahl der Knotenpunkte
bedeutet, so entsteht:

$$y_{max} = \frac{2x - 1}{2(n - 1)} \cdot a$$

und man sieht, daß die Abstände der Last vom Knotenpunkt in einer arithmetischen Progression zunehmen. Die vorliegende Brücke hat 7 Knotenpunkte, folglich ist $n = 7$ und es tritt die Maximalverticalkraft des Strebenpaares b und c ein für $x = 1$ bei

$$y_1 = A_3 B_7 = \frac{1}{12} a;$$

für das Strebenpaar hinter dem zweiten Knotenpunkte, also für c und d, wird für $x = 2$

$$y_2 = B_3 C_7 = \frac{3}{12} a,$$

für das Strebenpaar f und g

$$y_3 = C_3 D_7 = \frac{5}{12} a \text{ u. s. f.,}$$

welche Werthe bereits auch auf graphischem Wege bestimmt wurden.

Betrachtet man den Werth

$$V_1 \max = \frac{1}{2} p \frac{(l - a - z)^2}{l - a},$$

so erkennt man gleich, daß er dem linken Auflagerdruck einer Last von der Länge $l - a - z$ entspricht, welche auf einer Brücke von der Länge $l - a$ liegt und vom linken Auflager um z entfernt ist. Anstatt also auf mühsame Weise die ungünstigsten Lastenstellungen zu ermitteln, wie in Fig. 5 auf Taf. 33 geschehen ist, hat man nur das Seilpolygon für eine Brücke von der Länge $l - a$ zu construiren — dann durch Umkehrung die Auflagerdrucklinie zu erstellen und die Ordinate in der Entfernung z abzumessen. Auf diese Weise wird man die Ordinaten $A_0 A_6$, $B_7 B_6$, $C_7 C_6$ u. s. w. auf directem Wege erhalten.

Man kann auch noch auf andere Weise diese Perpendikel direct erhalten. Wenn man, wie es in frühern Kapiteln geschehen ist, zur Berechnung der Strebenkräfte in f und g die Last nur bis an den Knotenpunkt D_1 vorfahren läßt, so erhält man

$$V_2 = \frac{(l - z - a)^2 p}{2 l},$$

mithin aus dem Verhältniß

$$\frac{V_1 \max}{V_2} = \frac{l}{l - a}$$

den Werth

$$V_1 \max = V_2 \times \frac{l}{l - a},$$

oder wenn man die Figur betrachtet

$$D_7 D_6 = \frac{l}{l - a} \times D_3 D_4.$$

Da nach dem Vorhergehenden $l = n a$, so erhält man:

$$V_1 \max = \frac{n}{n - 1} V_2,$$

im vorliegenden Falle, wobei $n = 7$

$$V_1 \max = \frac{7}{6} V_2,$$

d. h. die Strebenkräfte, welche man bei Berücksichtigung des Längsträgers erhält, sind $\frac{n}{n-1}$ mal größer, als diejenigen, die sich bei Vernachlässigung desselben ergeben. Im vorliegenden Falle beträgt der Fehler 13 Proc. Um also auf einfache Weise die Maximalstrebenkräfte zu erhalten, bestimmt man dieselben so, als ob keine Querträger vorhanden wären und multiplicirt die erhaltenen Werthe mit dem Verhältnisse $\frac{n}{n-1}$.

Demnach ist in vorliegender Figur

$$D_6 D_7 = \frac{7}{6} . D_3 D_4.$$

Vergleicht man in Fig. 10, Taf. 33, die oberen Werthe mit den unteren, so wird man obiges Gesetz bestätigt finden: wenn man von den Ungenauigkeiten der in kleinem Maßstabe ausgeführten graphischen Berechnung abstrahirt. Wenn der linke Auflagerdruck eines Längsträgers gleich oder größer wird, als der linke Auflagerdruck der ganzen Brücke, so tritt entweder eine absolute Entlastung oder ein Zeichenwechsel ein bei den unter dem Längsträger befindlichen Streben, wie z. B. in Fig. 5 für das Strebenpaar m und n, wo selbst $F_{15} F_4$ größer ist, als der linke Auflagerdruck $F_3 F_4$. Dieser Fall kann zuerst eintreten, wenn es für den größten Längsträgerauflagerdruck, das ist für $\frac{a p}{2}$, einen Abstand z giebt, bei welchem

$$\frac{(l - z)^2 p}{2 l} \leqq \frac{a p}{2} \text{ ist.}$$

Diese Gleichung aufgelöst ergiebt:

$$z \geqq l \mp \sqrt{a l} = a \left\} n \mp \sqrt{n} \right\{.$$

Wenn der Zahlenwerth dieser Gleichung einen wirklichen Werth von z giebt, welches bekanntlich nur $\frac{1}{2} a$, $\frac{3}{2} a$, oder $\frac{2x - 1}{2} a$ sein kann, so wird der Zeichenwechsel über einem Knotenpunkte eintreffen, wenn nicht in dem darauffolgenden Felde.

Im vorliegenden Falle erhält man für $n = 7$:

$$z \geqq a (7 \mp \sqrt{7}), \text{ oder}$$

$$z' \geqq 4{,}35 \, a,$$

$$z'' \geqq 9{,}645 \, a.$$

Da z, wie schon bemerkt, die Abstände der Knotenpunkte vom linken Auflager vorstellt, so gelten die gefundenen Werthe erst für

$$z' = 4{,}5 . a = \frac{9}{2} a.$$

Der Werth z'' hat keine volle Gültigkeit, da die ganze rücke nur 7 a lang ist. Wenn aber $z > 4{,}35\,a$, so ist auch $\frac{p}{2}$ größer, als der linke Auflagerdruck. Setzt man $z = 4{,}5\,a$, entsteht:

$$\frac{(l - z)^2 p}{2l} = \frac{(n a - 4{,}5\,a)^2 p}{2 n a} = \frac{a(7 - 4{,}5)^2 p}{2 \times 7} = 0{,}44\,p\,a,$$

ist also der linke Auflagerdruck $E_3 E_4 = 0{,}44\,p\,a$ kleiner s $E_4 F_{15} = \frac{a\,p}{2}$.

Um nun den Abstand zu finden, in welchem ein kleiner erth des Druckes im Knotenpunkt E_1 gleich dem linken uflagerdruck werden kann, hat man in der Formel

$$\frac{(l - z - y)^2 p}{2l} = \frac{(a - y)^2 p}{2a}$$

r z den Werth 4,5 einzusetzen und y herauszurechnen. Es ist

$$y = \frac{a\sqrt{\frac{l}{a}} + z - l}{\sqrt{\frac{l}{a}} - 1} = \frac{a\sqrt{n} + z - l}{\sqrt{n} - 1}.$$

etzt man $n = 7$, $z = 4{,}5\,a$ und $l = 7\,a$, so entsteht

$$y = 0{,}09\,a = 0{,}09 \times 20^{mm} = 1{,}8^{mm}$$

d entspricht dieses dem Abstande $E_3 F_{16}$. — Setzt man dlich für das folgende Feld

$$z = 5{,}5\,a$$

entsteht:

$$y = 0{,}69\,a = 0{,}69 \times 20^{mm} = 13{,}8^{mm}$$

d entspricht diesem die Abscisse $F_3 G_{15}$.

19. Maximalstrebenkraft bei concentrirten Lasten.

Auf Tafel 34 ist in Fig. 1 die Brücke von vorhin wieder dargestellt und mit concentrirten Lasten belastet und war mit einem Locomotivzuge.

Die Triebaxen sind zu 13 Tons, die Tenderaxen zu Tons angenommen und sind sowohl die Belastungen, als e Entfernungen der Axen einer wirklichen Locomotive entnommen. In der schematischen Darstellung, Fig. 2, ist auf r Linie $a_0 b_0$ die Anfangsstellung der Axen angegeben. ird der ganze Zug nach rechts verschoben, so daß er nur ch die Länge $a_3 b_3$ besitzt, so ist auch auf dieser Linie die ue Stellung einer jeden Axe sichtbar gemacht durch ein ystem von Parallellinien, und man sieht, daß in dieser Lage s Zuges nur noch die Axen 1 bis 9 auf der Brücke stehen, ährend die andern Axen die Brücke bereits verlassen haben. Mit Hilfe dieses Schemas ist man im Stande, besondere Zugstellungen zu untersuchen, z. B. wenn eine Axe gerade einen Längsträger verläßt und, wenn eine Axe aus der Brücke tritt, wie z. B. die Axe 12 bei der Zugstellung $a_2 b_2$.

In Fig. 3 ist mit der Basis l gleich der Brückenlänge und mit dem Kräftemaßstab 1 Millimeter per Ton das Seilpolygon und dessen umgekehrte Gestalt, die Curve der Auflagerdrücke, aufgezeichnet worden.

Ferner wurden für die beiden Sorten von Längsträgern in Fig. 4 und Fig. 5, die Seilpolygone und die Curve der Auflagerdrücke gezeichnet und dann die Fläche $A D' D'' D''' D'''' A$ von $C_3 D_3 D_4 C_4$ abgezogen. Indem man nun für jede Strecke diese Flächendifferenz bildet und an die gebrochenen Linien die Tangenten zieht, z. B. die Tangente $B_6 B_{10}$, ergiebt sich die Ordinate $B_{15} B_6$ und aus dieser $B_{15} B_9$ als größte Kraft in dem Strebenpaare b und c.

Die ungünstigste Belastung im Strebenpaare b und c tritt demnach bei der Zugstellung $a_2 b_2$, Fig. 2, ein, bei welcher gerade das 2. Locomotivrad den Längsträger verläßt, wie Fig. 2 deulich zeigt.

Im Strebenpaare d und e tritt die größte Kraft bei der Zugstellung $a_3 b_3$ ein und auch wieder im Augenblick, wo das zweite Rad den Längsträger verläßt.

In sämmtlichen übrigen Feldern tritt die Maximalanstrengung der Streben bei totaler Entlastung des zugehörigen Längsträgers ein und hat man hierin einen Unterschied der concentrirten Lasten gegenüber einer zusammenhängenden gleichmäßig vertheilten Last, bei welcher für jeden Längsträger eine specielle ungünstigste Belastung derselben existirt.

Hingegen hat man wiederum die bereits gefundene Erscheinung, daß in gewissen Feldern die Strebenkräfte Null werden können, verbunden mit einem Zeichenwechsel, wie hier bei den Streben h und i, k und l und m und n für die Zugstellungen $E_{10} H_3$, $F_8 H_3$ und $G_6 H_3$ in Figur 3.

Wenn man das Eigengewicht wieder in Verbindung bringt mit den zufälligen Lasten, so findet der wirkliche Zeichenwechsel im Strebenpaare h und i bei der Rechtsabfahrt, und im Strebenpaare f und g bei der Linksabfahrt statt.

In Fig 1 sind die Maximalkräfte der Streben eingeschrieben und dürfte somit die Aufgabe gelöst sein.

Die Zugstellung, bei welcher der wirkliche Zeichenwechsel im Strebenpaare h und i stattfindet, ist $E_8 H_3$, in welcher Stellung h und i vollständig entlastet sind, unter Berücksichtigung des Eigengewichts und bei $E_{10} H_3$ ohne Berücksichtigung desselben.

§. 20. Anwendung von Gegenstreben.

Bei allen bis jetzt betrachteten Fällen finden sich eine Partie Streben vor, in welchen nur Druck und nur Zug

herrscht, und eine Anzahl Mittelstreben, in welchen Druck und Zug wechselt und die deshalb auf Druck construirt werden müssen.

Man kann es dahin bringen, daß sämmtliche Streben nur je nach einem Sinne beansprucht werden, wenn man in den Feldern, wo Zeichenwechsel stattfindet, „Doppelstreben" anbringt, von welchen, wenn sie als Zugstangen behandelt werden, stets diejenigen außer Function treten, auf welche Druck fallen würde; siehe hierzu die Fig. 1 und 2 auf Taf. 35.

§. 29. Ueber Maximalmomente.

Es wurde bereits gezeigt, daß eine jede Last die Momente eines Balkens vergrößert, und daß bei totaler Belastung einer Brücke bei allen Strecken gleichzeitig das Maximalmoment eintritt. Bei concentrirten Lasten kann sich der Fall ereignen, daß man bei totaler Belastung einen Zug von Locomotiven auf einer Brücke noch hin- und herschieben kann, ohne daß ein neues Rad hinzukömmt, oder ein vorhandenes aus der Brücke austritt, wie z. B. bei der Belastungsweise der Fig. 2 auf Taf. 34; und es fragt sich nun, wie die Lasten vertheilt sein müssen, damit in jedem Querschnitte das Maximum eintrete.

Wenn es sich nur darum handelt, den größten Werth des Momentes für einen beliebigen Querschnitt numerisch zu bestimmen, so hat man nur innerhalb dem Bereiche der noch möglichen Verschiebung einige Momentenflächen aufzutragen und deren Umhüllende zu construiren.

Um hingegen das Gesetz des Wachsthumes zu verfolgen, mag etwa folgender Weg dienen:

In Fig. 7 auf Taf. 34 ist ein Balken mit den Lasten P_1 bis P_6 belastet und in Fig. 8 dessen Momentenfläche dargestellt, und es soll nun untersucht werden, welche Lage der ganze Zug annehmen muß, d. h. um wie viel er nach rechts verschoben werden muß, damit in einem beliebigen Querschnitte, z. B. bei $E_3 E_4$ Maximalmoment eintrete.

Wenn sich der ganze Zug um ein Stück u verschieben, so wird der Strahl $E_1 E_3$ in die neue Lage $E_2 E_6$ kommen. Ferner wird der Punkt G_2 im Strahle $F G_4$ bei der Verschiebung um u in die Auflagerverticale eintreten an der Stelle G_3 und wird $A_0 G_3$ die neue Schlußlinie werden und somit $E_6 E_5 = m_2$ das neue Moment an der betreffenden Stelle.

Das neue Moment $E_5 E_6 = m_2$ entstand aus dem alten Momente $E_3 E_4 = m_1$, indem $E_3 E_6$ hinzu und $E_5 E_4$ davon kam. Man kann demnach anschreiben:

$$E_5 E_6 = E_3 E_4 + E_3 E_6 - E_4 E_5,$$

oder:

$$m_2 = m_1 + u \operatorname{tg} \beta_1 - u \operatorname{tg} \beta_2 \times \frac{x}{l},$$

oder

$$m_2 - m_1 = u \left\{ \operatorname{tg} \beta_1 - \frac{x}{l} \times \operatorname{tg} \beta_2 \right\},$$

da $E_4 E_5 = \frac{x}{l} G_3 G_4 = \frac{x}{l} \times u \operatorname{tg} \beta_2$ ist.

Der Strahl $E_1 F$, welcher mit der Basis den Winkel β_1 bildet, gehört der Kraft P_5 an und ist parallel zum Strahle $A_0 5$, ebenso ist der Strahl $F G_4$, welcher der Kraft P_6 angehört, parallel zum Strahle $A_0 6$; folglich sind die Tangenten der Winkel β_1 und β_2 bekannt, als:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{P_1 + P_2 + \ldots P_5}{l}$$

und

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{P_1 + P_2 + \ldots P_6}{l},$$

woraus hervorgeht:

$$m_2 - m_1 = \Delta = u \left\{ \frac{P_1 + P_2 + \ldots P_5}{l} - \frac{P_1 + P_2 + \ldots P_6}{l} \times \frac{x}{l} \right\}.$$

Je nachdem nun die Differenz Δ positiv, negativ oder Null ausfällt, findet noch ein Wachsthum, oder ein Abnehmen, oder ein Stillstand statt, und man kann anschreiben:

Zunahme des Momentes Stillstand „ „ Abnahme „ „	wenn	$\frac{P_1 + P_2 + \ldots P_5}{x} \gtreqless \frac{P_1 + P_2 + \ldots P_6}{l}$.

Es ist nun $P_1 + P_2 + \ldots P_5$ die Summe aller links vom Querschnitte liegenden Lasten, folglich:

$$\frac{P_1 + P_2 + \ldots P_5}{x}$$

die mittlere Belastung des linken Balkentheiles per Längeneinheit; ebenso stellt der Ausdruck

$$\frac{P_1 + P_2 + \ldots P_6}{l}$$

die mittlere Belastung der ganzen Brücke vor und man kann somit sagen, daß bei einem rechts abfahrenden Zuge das Moment eines beliebigen Querschnittes im Abstande x so lange im Zunehmen begriffen ist, als die mittlere Belastung der Strecke x größer ist, als die mittlere Belastung der ganzen Brücke, und daß ein Abnehmen der Momente im umgekehrten Falle stattfindet.

§. 22. Bahn des Maximalmomentenpunktes einer zufälligen Last.

In Fig. 7 auf Taf. 34 ist eine Brücke dargestellt, die mit P_1 bis P_6 belastet ist. In Fig. 8 wurde die Momentenfläche bestimmt und die Auflagerdruckcurve erstellt. Fig. 7 ist ein Schema der Radstellungen, wie solches bereits bei Anlaß der Fig. 2 erklärt wurde.

Der größte Auflagerdruck $A_0 B_0$ ergänzt sich aus den Lasten P_1 bis P_4 und einem Theile $4 B_0$ der Last P_5, folglich liegt das Maximalmoment im Angriffspunkte der Last P_5, und bleibt so lange in demselben, als der linke Auflagerdruck größer ist, als die Summe der Lasten P_1 bis P_4, legt somit den Weg $P_5 a_5$ zurück.

Im Momente, in welchem der Auflagerdruck $A_2 A_1 = A_0 4$ gleich der Summe der Lasten $P_1 + P_2 + P_3 + P_4$ war, springt der Maximalmomentenpunkt in den Angriffspunkt des Rades P_4, folgt diesem wiederum so lange, bis der Auflagerdruck nur noch so groß ist, wie die Summe $P_1 + P_2 + P_3$ und legt dabei den Weg $a_4 b_4$ zurück. Wenn man so für jede Stellung den Weg des Maximalmomentenpunktes verfolgt, so findet man, daß er, mit der Last P_5 beginnend, dieser folgt, auf dem Wege $P_5 a_5$, dann sich einen Augenblick lang längs der ganzen Strecke $a_4 a_5$ verbreitet, hierauf der Last P_4 folgt von a_4 bis b_4, sich dann über $b_3 b_4$ verbreitet, dann dem Rade P_3 folgt auf dem Wege $b_3 c_3$, und sich schließlich auf dem Wege $c_3 c_2 d_2 d_1 e_1$ aus der Brücke entfernt. Denkt man sich die nebeneinandergestellten Zugstellungen $a_1 \beta$, $b_1 \gamma$ wieder in die Lage $A_0 \alpha$ gerückt, so hat man das eigentliche Bild von den Zuckungen des Maximalmomentenpunktes.

Dieser Vorgang ist nur richtig bei einem Vollbalken, bei einem Gatterbalken fallen die Eckpunkte des vorgezeichneten Zickzacks immer in Knotenpunkte, wie bereits schon einmal gezeigt wurde.

Schneidet man die vorliegende Zickzacklinie an einer Stelle xy, so erhält man eine Stelle, an welcher bei rechts abfahrendem Zuge siebenmal hintereinander das Maximalmoment auftritt.

§. 23. Bahn des Maximalmomentenpunktes von Eigengewicht und zufälliger Last.

Um den Einfluß des Eigengewichtes zu berücksichtigen, wurde in Fig. 3 auf Taf. 35 eine Brücke dargestellt, auf welcher ein Locomotivzug steht. In Fig. 5 wurde das Schema der Radstellungen gezeichnet, so wie in Fig. 4 die Curve der Auflagerdrücke in Verbindung mit dem Eigengewichte. Das Eigengewicht der halben Brücke wird durch die Linie $A_0 A_2$, $C_0 C_2$ u. s. f. vorgestellt.

Es stellt demnach $A_2 H$ den totalen Auflagerdruck vor. Die Tenderaxen haben ein Gewicht von 8 Tons, die Triebaxen ein Gewicht von 13 Tons. Die Brücke ist 28^m lang und wiegt 70 Tons (das Gewicht wurde absichtlich beliebig hoch gegriffen). Das Seilpolygon wurde mit der Basis gezeichnet und für jede Tonne ein Millimeter Länge aufgetragen. Da $A_2 A_0$ das Gewicht des Brückentheiles $A_0 H$ vorstellt, so ist $G_1 = B_1 B_4$ das Gewicht eines Brückentheil[illegible] von der Länge $B_0 B_1$, d. h. gleich dem Gewicht der Brü[illegible] zwischer der Last P_1 und P_2. Ebenso stellen $B_3 B_6 =$ [illegible] und $B_2 B_5 = G_6$ die Gewichte von den Brückentheilen zwischen den Lasten P_3 und P_4 und P_6 und P_7 dar. Vom Punkte A_2 aus wurde eine Scala aufgetragen, wobei $A_2 1 = P_1$; ferner $1 - g_1$ gleich $B_1 B_4$, gleich dem Brückengewicht zwischen Last P_1 und P_2; ferner ist $g_1 - 2$ gleich Last P_2, hierauf $2 g_2$ gleich dem nächsten Brückengewicht, hierauf $G_2 3$ gleich Last P_3 u. s. f.; und wurde ferner eine Schiefe $A_2 B_0 B_1$ gezogen, wobei $A_0 A_1 = B_0 B_1$, ist.

Mit Hilfe dieser Scala ergiebt sich, daß $A_2 H_1$ aus den Lasten P_1 bis P_7 und aus den Gewichten $g_1 + g_2 + \ldots$ der zwischenliegenden Brückentheilchen und einem aliquoten Theile des Brückengewichtes g_7 besteht, folglich liegt der Maximalmomentenpunkt zwischen Last P_7 und P_8 und bestimmt sich die genaue Lage desselben, wenn das Gewicht $7 - H_1$ wieder rückwärts in Länge verwandelt wird.

Für eine beliebige Stellung $a_5 b_5$ des Zuges ist $C_2 C_1$ der totale Auflagerdruck, welcher sich zusammensetzt aus dem Gewichte $C_2 C_3$ des nun unbelasteten Brückenendes $A_2 c_2$ und dem Stücke $c_3 c_1$, welches besteht aus den Lasten P_1 bis P_5 nebst den dazwischen liegenden Streckengewichten, wie die Kräftescala zeigt. Folglich tritt in diesem Moment der Maximalmomentenpunkt gerade in den Angriffspunkt der Last P_5, das ist in den Punkt f_2, Fig. 5.

In einer andern Stellung der Last, z. B. $a_{14} b_{14}$ ist $E_2 E_1$ der totale Auflagerdruck und wird dieser dargestellt einzig und allein aus dem Gewichte des entlasteten Brückenendes. Bei weiter fortschreitender Last ist wiederum in einer andern Lage $D_2 D_1$ der linke Auflagerdruck, und ist derselbe so groß, wie das Brückengewicht der Strecke $A_0 D_4$ und ist folglich der Maximalmomentenpunkt wieder zurückgeschritten nach a_{15}, bis er endlich bei total entlasteter Brücke nach der Brückenmitte zurückkehrt. Wenn also von rechts ein Zug auf die Brücke einfährt, so läuft ihm der Maximalmomentenpunkt auf dem Wege $a_{17} - a_{16} - a_m$ entgegen, tritt bei a_{14} unter das Rad P_1, folgt demselben bis a_{13}, verweil[illegible] eine Zeit lang in der Strecke zwischen Rad P_1 und P_2, geh[illegible] dann unter das Rad P_2, bis er endlich bei total belasteter Brücke sich in der Nähe des Rades P_8 befindet. Der Kreuzungspunkt E_1 giebt die äußerste Lage des Zuges an, für welche noch ein aliquoter Theil der zufälligen Last nach dem linken Auflager übertragen wird, und stellt somit den Punkt

Druckfehlerverzeichniß.

Seite 87, Zeile 6 v. o. lies y^{n+1} statt x^{n+1}.
„ 87 u. 88, 4. Vollzeile v. o. lies k^n statt k_n.
„ 88, Zeile 4 v. u. lies y^n statt x^n.
„ 93, „ 3 v. u. lies dr statt $d\varphi$.
„ 94, „ 10 v. o. lies y statt g.
„ 94, „ 2 v. u. lies $\mathfrak{y}$ statt y.
„ 97 u. 98, Zeile 2 v. u. fehlt in der Gleichung auf der linken Seite das Glied $\pm c^2 \cdot \frac{y}{k}$.
„ 99, Zeile 18 v. o. lies $\alpha^2 y^2$ statt αy^2.
„ 99, „ 21 v. o. lies $\left(y \pm \frac{r^2}{2k}\right)^2 + x^2 - \frac{r^4}{4k^2} = 0$ statt $\left(y \pm \frac{r^2}{2}\right)^2 + x^2 - \frac{r^2}{4} = 0$.
„ 131, Zeile 2 v. o. lies $\frac{N}{2}$ statt $\frac{N}{3}$.
„ 134, „ 5 v. u. lies $-\frac{L}{\omega}$ statt $+\frac{L}{\omega}$.
„ 380, „ 11 v. o. lies $c_o u$ statt $q_0 u$.
„ 380, „ 13 v. o. lies $c_0 u$ statt $q_0 u$.
„ 380, „ 16 v. u. lies $d_0 = \frac{d}{\cos \alpha_0}$ statt $d = \frac{d_0}{\cos \alpha_0}$.
„ 387, „ 17 v u. lies Bruche statt Ausrüsten.

Literatur- und Notizblatt.

Register zum Literatur- und Notizblatt des zwanzigsten Bandes des Civilingenieur.

I. Sachregister.

(Die Nummern bedeuten die Seitenzahlen.)

III. Verzeichniß der Zeitschriften, über welche Referate gegeben worden sind.

IV. Verzeichniß der besprochenen Werke.

Literatur- und Notizblatt

zu dem zwanzigsten Bande des

Civilingenieur.

№ 1.

Literatur.

—

ie Kesselabtheilung auf Dampfschiffen. Umschau in den Kesselräumen der Handelsflotte und Kriegsmarine von **Schwarz-Flemming**, Ingenieur. Mit 324 Abbildungen auf 47 Tafeln. Berlin 1873, Verlag von Rudolph Gärtner.

Bei der großen Bedeutung, welche die Dampfschifffahrt ereits für Deutschland erlangt hat, kann auch das vorliegende Werk auf ein größeres Publikum rechnen, ob es gleich nur ne Specialität aus dem Gebiete der Dampfschifffahrt behan- elt. Dasselbe giebt nämlich im ersten Abschnitte einen syste- atischen Ueberblick über die gebräuchlicheren Constructionen on Schiffsdampfkesseln, deren Armatur, Aufstellung, Ueber- tzungsapparate u. s. w. und handelt dann im zweiten Ab- hnitte über die Kesselbedienung, während ein Anhang Notizen er Kesselspeisung, Brennmaterial, Explosionen, Kesselstatistik nd anderes mehr bringt. Unsers Wissens sind die Schiffs- ssel noch nirgends so ausführlich behandelt worden, so daß chiffbauer, Marineingenieure, Schiffscapitaine, Dampfschiff- hrtsdirectionen, Maschinisten, Heizer u. s. w., dieses auch n Aeußern schön ausgestattete Werk dankbar begrüßen und it Nutzen studiren werden, zumal es genügend bekannt ist, ie schwierig zuverlässige Notizen über die behandelten Gegen- ände zu erlangen sind.

)ie Grubenzimmerung von C. A. Sickel, Auditor im Königl. Sächs. Bergamte Freiberg. Nebst einem Vorwort von **M. F. Gätzschmann**, Bergrath und Professor der Bergbaukunst an der K. S. Bergakademie a. D., in Freiberg. **Erste** Abtheilung (allgemeiner Theil und Streckenzimmerung) mit 6 lithographirten Tafeln. **Zweite** Abtheilung (Schachtzimmerung, Ausbau von Maschinenräumen und Grubenausbau in Eisen) mit 9 lithographirten Tafeln. Freiberg. J. G. Engelhardt'sche Buchhandlung (M. Isensee) 1873.

Da seit ca. 40 Jahren kein Werk über Grubenzimme- ung erschienen ist, so war eine wissenschaftlich geordnete Zu- ammenstellung der mannichfachen Neuerungen in dieser Branche es Grubenausbaues, wie sie obiges Werk bietet, ein wahres Bedürfniß geworden, auch hat der Herr Verf. seine Aufgabe n vorzüglicher Weise gelöst, wenngleich der eiserne Grubenausbau nicht ganz mit der gebührenden Ausführlichkeit behandelt sein dürfte.

Verhandlungen der internationalen Brauer-Versammlung vom 16.—21. Juni 1873 zu Wien. Mit einem alphabetischen Verzeichniß sämmtlicher Theilnehmer. Nach den stenographischen Aufzeichnungen herausgegeben vom Comité, redigirt von **Franz Fasbender**, Redacteur der Oesterreichischen Zeitschrift für Bierbrauerei. Wien. Lehmann & Wentzel.

Vorliegende Broschur enthält interessante Abhandlungen über Eismaschinen, neue Feuerungs-, Dampfkoch-, Malzdarr-Einrichtungen und andere neuere Fortschritte der Bierbrauerei.

Der Eisenbahn-Hochbau in seiner Durchführung auf den Linien der K. K. priv. Südbahngesellschaft. Von **Wilhelm Flattich**, Architekt der k. k. priv. Südbahngesellschaft, unter Mitwirkung von **Franz Wilhelm**. 1. und 2. Heft. **Bahnhof Innsbruck und Brennerbahn** (I. Hälfte). Hierzu ein Atlas mit 23 Blättern in gr. Fol. Wien. Lehmann & Wentzel.

In diesem sehr schön ausgestattetem Werke beschreibt ein wohlrenommirter und erfahrener Architect die nach seinen Plänen ausgeführten hauptsächlichsten Hochbauten der Brennerbahn unter ausführlicher Darlegung des mit der Betriebsverwaltung vereinbarten Programmes und unter Beifügung der Kostenberechnungen, sowie von Formularen zu Kostenberechnungen. Das Studium desselben wird also für Eisenbahnarchitecten des Interessanten und Belehrenden genug bieten, wenn auch die dargestellten Objecte nicht leicht anderswo in derselben Weise wieder zu verwenden sein dürften.

Deutscher Ingenieur-Kalender. Kalender für Eisenbahn-, Straßen- und Wasserbau-Ingenieure herausgegeben von **A. Rheinhard**, Bauinspector der K. Oberfinanzkammer und **W. Schlebach**, Docent am K. Polytechnikum in Stuttgart. Erster Jahrgang. 1874. Nebst einer Uebersichtskarte von Deutschland. Stuttgart. Verlag von Konrad Wittwer.

Aus dem mitgetheilten Titel ist ersichtlich, für welche Klasse von Ingenieuren dieser elegant ausgestattete und handliche neue Kalender bestimmt ist, und da derselbe bezüglich der Auswahl und Abfassung des Stoffes mit großer Umsicht behandelt ist, so wird er sich gewiß auch Freunde erwerben, ob sich gleich bekanntlich schon mehrere gute Ingenieurkalender in weiteren Kreisen eingebürgert haben.

Tabellen und Formeln zur Berechnung der Leistung, des Wasser- und Kohlenverbrauches der Dampfmaschine, mit besonderer Berücksichtigung der Seedampfmaschine. Für den praktischen Gebrauch von See-Officieren, Fabrikanten, Ingenieuren und Maschinisten zusammengestellt und berechnet von H. Hädicke, Director der Eisengießerei und Maschinenfabrik von Wöhrmann & Sohn in Riga. Kiel. K. von Wechmar, Verlagsbuchhandlung. 1873.

Dieses Büchelchen enthält Tabellen und Formeln zur Berechnung des mittleren Druckes, der theoretischen Pferdestärken, des Einflusses des schädlichen Raumes, des Füllungsgrades, der Spannung von gesättigtem und überhitztem Dampfe, des Wasser- und Kohlenverbrauches, der zur Verminderung des Salzgehaltes auszublasenden Wassermenge und des entsprechenden Verlustes, endlich der nominellen Pferdekräfte.

Die gesammten Naturwissenschaften. Für das Verständniß weiterer Kreise und auf wissenschaftlicher Grundlage bearbeitet von Dippel, Gottlieb, Gurlt, Koppe, Mädler, Masius, Moll, Nauck, Nöggerath, Quenstedt, Reclam, Reis, Romberg, Zech. Dritte neubearbeitete und bereicherte Auflage. In drei Bänden. Mit zahlreichen in den Text gedruckten Holzschnitten und drei Sternkarten. Erster Band, 4. bis 11. Lieferung. Essen. Druck und Verlag von G. D. Bädeker. 1873.

In den vorliegenden Lieferungen dieses empfehlenswerthen Werkes ist in allgemein verständlicher und durchgängig fesselnder Weise und mit Hilfe von zahlreichen guten Holzschnitten und vorzüglichen Farbentafeln die Physik (Akustik, Optik, Calorik, Magnetismus, Electricität und Galvanismus) abgehandelt und es beginnt am Schlusse die von demselben Verfasser, Herrn Dr. Reis in Mainz, bearbeitete Meteorologie. Ein von den Herren Professor Moll und Professor Dr. Nauck in Riga geschriebener Abschnitt über „Naturwissenschaft und Technologie", in welchem Dampfmaschinen, Dampfschiffe und Locomotiven, Telegraphie, Galvanoplastik und Photographie besprochen werden sollen, wird den ersten Band schließen.

Fabrik-Gesetzgebung des deutschen Reiches und der Einzelstaaten. Rechte und Pflichten gewerblicher Arbeiter. — Die Verbindlichkeit zum Schadenersatze für die bei dem Betriebe von Eisenbahnen, Bergwerken, Fabriken u. s. w. herbeigeführten Tödtungen und Körperverletzungen. — Betrieb und Beaufsichtigung von Dampfkesseln. — Dampfkesselrevisionsbuch. Berlin 1873. Fr. Kortkampf.

Vorstehendes sind die Specialtitel der Hefte 11, 12, 42 der Deutschen Reichsgesetze und des Heftes 15 der Preußischen Gesetze (Kortkampf'sche Ausgabe), welche z. Th. schon in dritter Auflage vorliegen. Das erstgenannte Buch, welches von einem Mitgliede des Reichstages und des Hauses der Abgeordneten bearbeitet ist, giebt eine übersichtliche und sorgfältig erläuterte Sammlung der z. Th. weit zerstreuten gesetzlichen Bestimmungen und Vorschriften, welche in näherer Beziehung zum Fabrikwesen stehen, und bietet daher für Arbeitnehmer und Arbeitgeber, wie für Beamte ein bequemes Mittel, sich mit der Fabrikgesetzgebung bekannt zu machen. Die andern Heftchen enthalten nur einzelne Haupt-Abschnitte aus diesem Buche und das Dampfkesselrevisionsbuch ist eine, genau im Sinne des Preuß. Gesetzes vom 3. Mai 1872, den Betrieb der Dampfkessel betr., abgefaßte Sammlung von Tabellen zum Eintragen des Revisionsbefundes, welchem überdies ein Tableau über die Allgemeinen Verhaltungsmaßregeln beigegeben ist.

Die Tacheometrie und deren Anwendung bei Tracestudien. Von C. Werner, Commissär der k. k. General-Inspection der österr. Eisenbahnen. Wien, 1873. Lehmann & Wentzel, Buchhandlung für Technik und Kunst.

In diesem Werkchen begrüßen wir eine klare und kurz gehaltene Beschreibung der tacheometrischen Instrumente und Verfahrungsweisen mit besonderer Berücksichtigung der für Eisenbahntracirungen geeigneten Apparate und Methoden. Der Herr Verf. ist kein einseitiger Verehrer der Porro'schen Tacheometrie, sondern benutzt nur das wirklich Gute und Brauchbare derselben. Wir können nur wünschen, daß dieses Buch von den mit Tracirungsarbeiten beschäftigten Ingenieurs recht gründlich studirt werden möge.

Ingenieur-Kalender für Maschinen- und Hüttentechniker. 1874. Eine gedrängte Sammlung der wichtigsten Tabellen, Formeln und Resultate aus dem Gebiete der gesammten Technik, nebst Notizbuch. Unter gef. Mitwirkung mehrerer Bezirksvereine des Vereins deutscher Ingenieure bearbeit von P. Stühlen, Ingenieur und Eisengießereibesitzer in Deutz. Neunter für Meter- und Fußmaaß bearbeiteter Jahrgang. Essen. Druck und Verlag von G. D. Bädeker.

Dieser beliebte und weit verbreitete Kalender bringt diesmal als Neuigkeit mehrfache Erweiterungen im Tabellenwerk, ferner die neue deutsche Drahtlehre, die Vereinbarungen über Rohrdimensionen und die rheinische Rohrscala für Wasser- und Gasleitungen, endlich die Gesetze über die neue Reichsmünze und über die Verbindlichkeit zum Schadenersatz, sowie die neuen Bestimmungen über Eisenbahnwesen.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1873. Band XVII, Heft 5 bis 7. (Schluß.)

Klein, über Dampfkesselarmaturen. — Zur Befestigung der Armaturen soll man nur eingenietete oder eingeschraubte Stutzen nehmen und zwischen die Hauptleitung und die Armaturen gebogene Rohrstücken einfügen. Die Sicherheitsventile sind meist Klemmungen ausgesetzt und schwer zu

reinigen, die Absperrventile schließen oft schlecht ab und sind schwer zu öffnen und zu schließen. Speiseventile sollen stets mit einem Absperrhahn verbunden sein und müssen eine besonders gute Führung haben. Die Hähne leiden vielfach an Undichtheit, die Wasserstandsgläser sind dem Zerspringen sehr ausgesetzt. Bei den Armaturen der Frankenthaler Fabrik von Klein, Schanzlin & Becker ist auf möglichste Beseitigung dieser Mängel Rücksicht genommen.

Centrifugalpumpen zur bergmännischen Wasserhaltung. — Bei der Braunkohlengrube: Luther's Linde bei Muldenstein wurde ein ersoffener Tagebau mittelst Locomobile und Centrifugalpumpe wieder gewältigt. Die Pumpe besaß 260 mm Durchmesser, 105 mm weite Saugröhren und arbeitete mit 1300 Umgängen pro Minute, wobei sie 2 cbm Wasser pro Minute 6,5 m hoch anzusaugen und dann 8,5 m hoch zu drücken hatte. Bei normalen Zuflüssen hat sie täglich nur 5 Stunden zu arbeiten, hebt nach Stillständen meist von selbst wieder an und wird durch schmutziges Wasser nicht gestört.

Kübler, Theorie der eisernen Bogenbrücken. — In dieser noch nicht abgeschlossenen Behandlung soll eine allgemeine Theorie dieser Brücken vorgetragen und durch mitgetheilte Tabellen die Berechnung der Bogenträger erleichtert werden.

Bojáček, Schmalspurbahnen und Localbahnen. — Nachdem sich der Herr Verf. im Eingange seiner Abhandlung mit den Ansichten v. Weber's über Schmalspurbahnen einverstanden erklärt hat, führt derselbe eine Aeußerung des Betriebsdirectors Jacquin an, worin dieser seine Ueberzeugung dahin ausspricht, daß der Betrieb solcher Bahnen nur von kleinen, geringe Ansprüche machenden und an den betreffenden Ortschaften selbst ansässigen Gesellschaften übernommen und in der Art geführt werden könne, daß das Fahrgeld vom Schaffner selbst eingenommen werde, und daß dieselbe Locomotive, welche einen Zug gebracht hat, denselben auch sofort wieder zurückführe, um alle Signale überflüssig zu machen, und berichtet ferner nach Bergeron über den Betrieb der Thornton-Leven-Eisenbahn (jetzt Leven und East Five-Eisenbahn in Schottland), bei welcher die Beamtenfunctionen durchaus von Gesellschaftsmitgliedern gegen geringes Entgeld verrichtet, sämmtliche Züge von nur einem Locomotivführer und einem Heizer, welcher zugleich unterstützt von einem Schlosser und einem Tischler die kleinen Reparaturen versorgt, geführt werden, und nur eine einzige Zwischenstation mit einem gewöhnlichen Aufseher existirt. Bezüglich der Bröhlthalbahn wird bemerkt, daß dieselbe ebenfalls in sehr billiger Weise verwaltet werde, und hauptsächlich für den abwärtsgehenden Güterverkehr der Friedrich-Wilhelmshütte bestimmt sei, zu dessen Vermittelung sehr einfache Umlade-Vorkehrungen bestehen, daß sie auch von der Regierung von fast allen sicherheitlichen Bedingungen und Einschränkungen bezüglich der Tracirung dispensirt worden sei (es befinde sich beispielsweise 80 Schritte von der Bahn eine Pulvermühle), und daß erst neuerdings vom Staate eine regelmäßige Personalbeförderung ausbedungen worden sei, nachdem der Staat der Gesellschaft eine Unterstützung von 60000 Thlr. gewährt habe. Für derartige Bahnen empfehle sich bei lebhafterem Verkehr die Einführung des Staffsystemes, welches bei der Sirhowy-Eisenbahn in England in Gebrauch sei. Diese Bahn hat nämlich 5 Zwischenstationen und es existiren fünferlei verschiedene Staffs und Billetts, welche für eine Strecke zwischen zwei Stationen gelten, und von denen immer einer oder eines auf dem Zuge sein muß. Keine Maschine und kein Zug darf eine Station verlassen, wenn sich der für die zu befahrende Strecke gültige Staff nicht dort vorfindet. Diesen Staff nimmt der Zugführer an sich, wenn aber dem betreffenden Zug ein anderer folgen soll, so bekommt der Zugführer ein Billet mit der Deutung „Staff folgt nach“ und dieses wird in eine Büchse eingeschlossen, zu welcher sich der Schlüssel am Staff befindet. Nur der Stationschef darf den Staff annehmen und herausgeben und ein Zugführer, welcher einen Staff oder ein Billet weiter als auf die bestimmte Strecke mitfährt, oder eine Station ohne diese Zeichen verläßt, hat die Entlassung verwirkt. Zur Ermittelung der zu erwartenden Brutto-Einnahmen kürzerer Seitenbahnen kann nach Schübler die Formel

$$E = \frac{S}{L} \Sigma(p) \left[0.04 . 11,15 + \left(0,06 + \frac{0,6}{L}\right) 4,4 \right] \text{ Mark}$$

benutzt werden, wenn S die Entfernung der Anschlußstation vom Schwerpunkte der an der Bahn gelegenen Stationsorte in Kilometern, L die Länge der Bahn in Kilom. und $\Sigma(p)$ die Summe der Einwohner der an der Bahn gelegenen Stationsorte bedeutet. Für die Betriebskosten läßt sich die Formel $A = (0,018 p + 0,030 t + Z + 80)$ Mark aufstellen, in welcher p die Anzahl der Passagiere pro Kilometer Bahnlänge, t die Anzahl der Tonnen Fracht pro Kilom., Z die Ausgabe für Vieh, Pferde, Equipagen, Hunde und Gepäck pro Kilom. bedeutet, die Mehrkosten bei ungewöhnlichen Steigungen aber nicht berücksichtigt sind.

Erdmann, eiserne Seilscheibengerüste. — Von ganz eisernen Seilscheibengerüsten hat man theils vier-, theils zweibeinige Böcke. Erstere bilden abgestumpfte Pyramiden, zusammengesetzt aus vier gußeisernen oder gewalzten Streben, welche oben einen horizontalen Rahmen aus I förmigen Trägern tragen und durch Andreaskreuze aus Winkel- oder U-Eisen unter sich verbunden sind. Die Streben stehen mittelst gußeiserner Schuhe auf einem quadratischen oder rechteckigen Mauerfundament und sind darin verankert. Sie dienen zugleich zur Befestigung einer hölzernen Bekleidung. Bei den zweibeinigen Böcken werden die Seilscheibenlager von zwei in einer verticalen Ebene liegenden, aber nach unten divergirenden Beinen getragen, indem diese letzteren ober- und unterhalb der Seilscheiben durch zwei horizontale kastenförmige Träger verbunden sind, während die vier Seilscheibenlager consolenartig in der Mitte von vier verticalen, zwischen den horizontalen Trägern angebrachten, I förmigen Balken befestigt sind. Bei einer andern Art von zweibeinigem Bock stehen die Streben schief nach der Resultante des auf die Seilscheiben wirkenden Zuges und sind nach der Fördermaschine hin durch drei Flacheisenstangen und Kreuze, nach dem Schachte hin durch zwei verticale Zugstangen verstrebt.

Patentfrage. — Der erste internationale Patentcongreß hat folgende Beschlüsse gefaßt: der Schutz der Erfindungen ist unter der Bedingung der vollständigen Veröffentlichung durch die Gesetzgebung zu gewährleisten, weil das Rechtsbewußtsein den gesetzlichen Schutz der geistigen Arbeit verlangt, weil nur durch solch einen Schutz neue technische Gedanken sofort und glaubwürdig veröffentlicht werden können, weil erst dadurch die Arbeit des Erfinders lohnend werden kann, weil durch die vollständige Publication der Erfindungen

große Zeit- und Geldopfer vermieden werden, weil dadurch das Fabrikgeheimniß beseitigt wird, u. s. w. 2. Das Patentgesetz muß die Bestimmung enthalten, daß nur der Erfinder selbst oder sein Rechtsnachfolger ein Patent erlangen kann, daß das Patent auf 15 Jahre ausgedehnt werden kann, daß mit der Ertheilung eine vollständige Veröffentlichung verbunden ist, daß die Kosten der Patentertheilung mäßig, aber doch so eingerichtet sind, daß nutzlose Patente möglichst bald fallen gelassen werden, daß es Jedem leicht gemacht ist, die Specification eines Patentes zu erhalten und sich von seiner Dauer zu überzeugen, daß im öffentlichen Interesse auch eine Abtretung des Patentrechtes gegen angemessene Vergütung vermittelt werden kann, daß die bloße Nichtausübung eines Patentes nicht das Erlöschen desselben zur Folge hat, sofern die patentirte Erfindung nur überhaupt einmal ausgeführt worden ist.

Discussion über die Corlißmaschine. — Als Vorzug dieses Dampfmaschinensystems ist anzuerkennen, daß die Regulirung nicht durch Drosselung des Dampfes, sondern durch Verstellung der Expansion erfolgt, und daß dabei besondere Eintritts- und Austrittscanäle vorhanden sind, was den bei der sonst üblichen gemeinsamen Benutzung der Canäle für Ein- und Austritt nicht zu vermeidenden Dampfverlust durch Condensation vermindert; dagegen scheint keine raschere Eröffnung und Verschließung der Canäle stattzufinden und in Bezug auf Kohlenersparniß den zweicylindrigen Dampfmaschinen der Vorzug zu gebühren.

Hilt, über unterirdische Wasserhaltungsmaschinen. — Nach den von Bluhme in der „Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen" gegebenen Mittheilungen ist es möglich, Ventile für 200 bis 400^m Druck herzustellen, sowie Dichtungen für Flanschen und Liderungen für Stopfbüchsen und Kolben zu fertigen, welche diesen Druck aushalten. Von den beiden Systemen unterirdischer Wasserhaltungsmaschinen, welche zeither versucht wurden, hat dasjenige mit rotirender Bewegung (Zwillingsmaschinen mit Schwungrad) der dazu erforderlichen großen Räume und seiner größeren Kostspieligkeit wegen in Deutschland weniger Anklang gefunden, als dasjenige mit directer Wirkung (Tangye, Gebr. Decker), obwohl das letztere keine Expansion gestattet und häufigen Betriebsstörungen ausgesetzt ist. Eine gewissermaßen vermittelnde Stellung nimmt die Construction der Firma H. und R. Lamberts ein, welche sich auf geringen Hub und große Spielzahl gründet und daher nur kleine aber schwere Schwungräder anwendet. Auf Grube Langenberg steht solch eine Maschine mit einem 0,59^m weiten Dampfcylinder für 0,62^m Hub im Betrieb, welche blos einen Raum von 10^m Länge und 2,5^m Breite beansprucht und bei 40 bis 60 Spielen mit 0,4 Füllung 1,3 bis 2,0^{cbm} Wasser pro Minute fördert, da sie zwei in der directen Fortsetzung der Kolbenstange liegende Plungerpumpen von 185^{mm} Kolbendurchmesser betreibt, welche das Wasser auf 210^m Höhe drücken. Die Steigventile haben 235^{mm} Weite und sind Doppelsitzventile, welche noch mit Spiralfedern versehen verden sollen. Von derartigen Maschinen wird man der größeren Sicherheit wegen stets noch eine Reservemaschine anschaffen, oft auch die Kessel unter Tags aufstellen können, obwohl die Condensation in den Dampfrohren nicht erheblich ist, und es wird unter Umständen dieses System für die Ventilation sehr günstig wirken.

Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereines zu Hannover. Band XIX, 1873, Heft 2.

Heß, der Cavour-Canal. — Unter den in Europa für Landesculturzwecke angelegten Canälen ist der Cavour-Canal unbedingt der großartigste. Im Jahre 1853 von dem Ingenieur Noè entworfen, wurde derselbe doch erst im Jahre 1862 von einer englischen Gesellschaft in Angriff genommen, welche die Ausführung wieder an einen Unternehmer übertrug. Die Gesellschaft erklärte sich aber im Jahre 1866 für insolvent und seit 1869 wird die Verwaltung durch einen Ausschuß geführt, zu welchem die Interessenten und die italienische Regierung je 4 Mitglieder stellen. Seitdem bessern sich die Verhältnisse des großartigen Unternehmens, auf welches bereits $102^2/_3$ Millionen Lire verwendet worden sind, die Actionäre haben aber große Verluste erlitten. Der 82,23 Kilometer lange Cavour-Canal ist bei Chivasso aus dem Po abgezweigt und durchschneidet die norditalienische Ebene in ziemlich gerader Richtung, bei Livorno, S. Germano, Biandrate und Novara vorbeigehend, bis er bei Galliate in den Ticino ausmündet. Hierbei hat er die Dora Baltea, den Ivreacanal, den Wildbach Elvo, den Cervo, die Roasenda, die Sesia, den Agognaga- und Tardoppiofluß zu überschreiten. Das Totalgefälle beträgt 21,73^m oder durchschnittlich 0,264^m auf 1^{km}, die Sohlenbreite bei der Einlaßschleuße 40, dann 20 und 12,5 und zuletzt 7,5^m. Die Böschungen sind einfüßig angelegt, alle Bauwerke massiv in Ziegelbau hergestellt, doch kommt auch Mauerung in Granitwerkstücken, sowie aus Geröllsteinen vor. An größeren Bauwerken sind 118 Brücken, 39 Brückencanäle, 197 Unterleitungen, 8 Ablaßschleußen, Wehr und Einlaßschleuße im Po zu zählen, so daß auf 0,22 Kilometer Canallänge ein größeres Bauwerk kommt. Die Einlaßschleuße ist ein dreietagiges imposantes Bauwerk mit 40^m Lichtweite der 21 Durchlaßöffnungen. Die 0,4^m starken Granitpfeiler zwischen diesen Oeffnungen enthalten drei Reihen Falze, wovon die äußeren Dammbalken, die mittleren Falze die Schützen aufzunehmen bestimmt sind. In der untersten Etage befinden sich die Durchflußöffnungen, die mittlere Gallerie dient zur Herausnahme der Schützen bei Reparaturen und die obere Gallerie zur Handhabung der Schützen, welche blos mittelst durchlöcherter Stangen und Wuchtebaum gehoben werden. Neben der Einlaßschleuße befindet sich zum Ablassen von Hochwasser und zur Spülung eine Ablaßschleuße mit 9 Oeffnungen von 1,65^m Lichtweite; Vor- und Abfallboden der Schleuße ist durch eine Art Pfahlrost aus 4^m langen, 1^m weit auseinanderstehenden Pfählen gebildet, dessen Zwischenräume mit Beton abgestampft sind, und welcher oben mit Granitplatten abgedeckt ist. Unter den zahlreichen Aquäducten ist der bedeutendste derjenige über die Dora Baltea, an welchen sich zwei Dämme von bedeutender Länge anschließen, so daß die Gesammtlänge 2318^m beträgt. Derselbe kann bei 20^m Weite und 3^m Wassertiefe eine Wassermenge von 100^{cbm} pro Secunde abführen und der davon gekreuzte Fluß schießt bei Hochwasser mit großer Gewalt durch 9 Bögen von 16^m Spannweite und 1,6^m Pfeil. Die Gewölbe, welche im Scheitel 0,77^m stark sind, sind aus Backstein ausgeführt und mit einer Cementdecke aus 100^k hydraulischem Mörtel von Bergamo und 0,15^{cbm} Flußsand bedeckt. Die Fundirung geschah auf eingerammten Pfählen und Beton, diejenige der Dämme auf Beton. Letztere sind auf der Innenseite mit einer 1,15^m

starken Mauer aus Kieseln mit durchgehenden Backsteinschichten und Vormauerung verkleidet. Die Sohle ist nur mit Thonschlag über dem gewachsenen Boden hergestellt, welcher durch Eintreiben von Vieh gedichtet ist; einige vorgekommene Undichtheiten wurden vergeblich durch eingeschütteten Thon zu dichten versucht, aber durch Sand beseitigt. Kleinere Wasserläufe sind durch Canäle aus Granitplatten von 0,3 m Stärke hergestellt, welche 4 m frei liegen und auf 0,8 m starken Pfeilern getragen werden. Sehr schön ist die Unterleitung unter dem Sesiaflusse hergestellt, einem Wildbache, dessen Bett im Sommer nur einem Geröllmeere gleicht, zu Zeiten aber 4500 cbm Wasser pro Secunde führt. Sie besitzt 264 m Länge und 32,6 m Breite und besteht aus fünf elliptischen Röhren von 4,995 m Lichtweite und 2,3 m Höhe. Da der Po nicht genügendes Wasser führt, so mußte ihm das Fehlende durch einen Speisecanal aus der Dora Baltea zugeführt werden, welcher 3153 m lang und in der Sohle 32 m breit ist (Wassertiefe 1,8 m, Geschwindigkeit 1,15 m). Das Wehr und die Ein- und Auslaßschleußen sind bemerkenswerthe Bauwerke. Andererseits ist auch zur Bewässerung der Ländereien zwischen dem Agognaga- und Tessinflusse ein beträchtlicher Zweigcanal, der Lomellinacanal, angelegt worden, mit 10 m Sohlenbreite und 1,9 m Wassertiefe, dessen bedeutendes Gefälle (44 m) durch 23 eingelegte Wehre auch für die Industrie nutzbar gemacht ist. Von diesem Zweigcanal gehen wieder zwei Nebencanäle aus mit 5 m Bodenbreite. Aus diesen Canälen wird das Wasser zur Bewässerung gegen einen Wasserzins abgegeben, der nach dem italienischen Modul (d. h. 100 Liter Wasser pro Secunde) und der Entfernung bemessen wird. Der Modul kostet bei der Sommerwässerung und einer Canallänge unter 1 Kilometer 3400, bei 1 bis 5 Kilom. Canallänge 2600 und bei über 5 Kilom. Canallänge 1700 Lire, bei der Winterbewässerung aber 170 Lire. Bei der Benutzung als Aufschlagwasser kostet die Pferdekraft monatlich 5 Lire.

Häseler, Wegunterführung in der Bahn von Wittenberge nach Geestemünde. — Unfern Rentzendorf überschreitet die bezeichnete Bahn einen Feldweg und bald darauf einen Abzugsgraben und durch die Vereinigung der Wegunterführung mit dem Durchlaß ist das hier dargestellte complicirte Bauwerk entstanden.

Sasse, die Verticalparabel bei Stromgeschwindigkeitsmessungen. — Die Frage, ob die größte Geschwindigkeit im Wasserspiegel anzunehmen sei, oder in einiger Tiefe unter demselben, wird vom Herrn Verfasser theils durch Hinweisung auf die größere Schwerflüssigkeit der Wasserschichten an der Oberfläche und am Boden, theils durch Vorführung von Beobachtungsresultaten in 10 Profilen im Sinne der letzteren Ansicht beantwortet.

Borkhausen, die Gebäude der Wiener Weltausstellung. — Eine nach der Zeitschrift Engineering bearbeitete, von 2 Tafeln und mehreren Holzschnitten begleitete Beschreibung dieser Gebäude.

Osthoff, Rutschungen an Eisenbahndämmen. — An der Dux-Bodenbacher Bahn, welche ein sehr lettiges Hügelterrain durchschneidet und zahlreiche Dämme und Einschnitte bis zu 15 m Höhe, resp. Tiefe mit $1^1/_2$füßiger Böschung besitzt, war von den Unternehmern jede Vorsichtsmaßregel bezüglich der Entwässerung und sogar bezüglich der Verwendung des Anschüttungsmateriales vernachlässigt worden und es entstanden daher sehr beträchtliche Rutschungen. Dieser Calamität ist dadurch abgeholfen worden, daß an Stellen, wo der Letten mit Sandadern und andern wasserführenden Schichten durchzogen war, für eine möglichst rasche Abführung des Regenwassers gesorgt und durch Anlage von 1 bis 2 m tiefen, 1 m breiten, sorgfältig mit Steinen ausgebeugten Sickergräben für hinreichende Drainirung der rutschenden Einschnitte gesorgt, bei den rutschenden Dämmen aber durch 2 bis 3 m breite Schlitze bis zu dem darin enthaltenen schlechten Material eingedrungen und Letzteres durch Steine ersetzt, in einigen Fällen sogar in den schlüpfrigen Untergrunde ein vollkommener unterirdischer Steinsatz mit Abzugsschleuße hergestellt, oder der Dammfuß durch 8 bis 9 m lange eingerammte Pfähle am weiteren Rutschen gehindert wurde.

Wharton's Weichenconstruction. — Bei dieser auf einigen amerikanischen Bahnen angewandten Weichenconstruction bleiben die beiden Schienenstränge des Hauptgeleises ganz unverändert und das Nebengeleise endigt in gemeinschaftlich beweglichen, im Längenprofil convexen Zungen.

Bart, Einfluß höheren Luftdruckes auf den thierischen Organismus. — Bei Sperlingen bewirkt eine plötzliche Steigerung des Luftdruckes von 1 auf 10 Atmosphären keine auffallende Wirkung, eine plötzliche Abnahme des Luftdruckes ruft fast stets Paralyse hervor, so daß der Tod sehr bald erfolgt. Die Verdünnung muß um so langsamer vorgenommen werden, je höher die Verdichtung gewesen ist.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXV. Jahrg. 1873. Heft 9—12.

Hohenegger, der Bahnhof der österr. Nordwestbahn in Wien. — Dieser neueste der Wiener Bahnhöfe wurde in den Jahren 1869 bis 1872 erbaut und nimmt ein Terrain von 471800 qm Fläche ein, welches zwischen dem Kaiserwasserarm der Donau, dem Augarten und dem bebauten Theil der Brigittenau liegt. Um die Bahnhoffläche vor Hochwasser sicher zu stellen, war eine Erhöhung des Terrains um 3 bis 4 m nöthig und da die hierzu erforderliche Erdmasse von $1^1/_2$ Millionen Kubikmetern in größerer Nähe nicht zu beschaffen war, so wurde sie mittelst einer auf den Ueberschwemmungsdämmen hingelegten Locomotivbahn von der Heiligenstädter Berglehne zugeführt. In Folge der während dieser Arbeiten erst zur Feststellung gelangten Pläne für die Donauregulirung wurde eine beträchtliche Höherlegung des westlichen Bahnhofstheiles nöthig, so daß der den Personen- und Frachtverkehr vermittelnde Raum in das Niveau der Taborstraße gebracht werden konnte. Der tiefer liegende Theil der Bahnhofsfläche ist in den höherliegenden durch ansteigende Ebenen von 1:430 und 1:375 übergeführt, wodurch die Rangirung sehr erleichtert wird. Uebrigens bildet dieser Bahnhof eine Kopfstation und sein Terrain ist ein Dreieck von 600 m Basis und 1780 m Höhe. Der Personenbahnhof, welcher 73000 qm Fläche bedeckt, enthält das eigentliche Aufnahmegebäude mit 5 Hallen- und 7 weiteren Geleisen von zusammen 8500 m Länge, und an dieses Gebäude, dessen Axe in dem mitten durch den ganzen Bahnhof laufenden Ausfahrtsgeleise liegt, schließen sich zu beiden Seiten Schuppen für Eilgut- und Postverkehr, dann links Wagenschuppen mit je vier durchgehenden Geleisen und rechts eine Equipagenrampe

an. Es liegen hier 29 einfache und 2 englische Weichen, 20 kleine Drehscheiben à 4,6 m Durchmesser und eine Schiebebühne. Der Frachtenbahnhof, dessen genauere Beschreibung bereits im vorigen Jahrgange der Zeitschrift gegeben worden ist, und welcher 130000 qm Fläche einnimmt, enthält zwei Abtheilungen für Kaufmannsgüter mit 5 Geleisen zwischen 4 Güterschuppen, 2 Längen- und einer Stirnverladerampe, und eine Abtheilung für Rohproducte und Rohmaterialien mit 3 Paar Geleisen. Zur Verbindung dienen vier querlaufende Drehscheibenreihen, zum Umladen ein Lauf- und ein Drehkrahn, sowie 4 Krahne in den Güterschuppen und acht Wandkrahne außen. Die Geleislänge beträgt 7760 m, die Zahl der Drehscheiben 82, der Weichen 20. Der Rangirbahnhof enthält auf 152000 qm Fläche drei den Güterbahnhofsabtheilungen entsprechende Gruppen à 7 Geleisen von zusammen 21640 m Länge. Die drei Hauptgeleise dieser Gruppen vereinigen sich am Ende im Signalbahnhofe und die Einrichtung ist so getroffen, daß die in Letzterem abgestoßenen Wagen in jedes der 51 Geleise ablaufen können, wozu 74 einfache und 18 englische Weichen angebracht sind. In der halben Länge des Bahnhofs zwischen der Personen- und Güterzugabtheilung befindet sich der ebenfalls schon im vorigen Jahrgange näher beschriebene Locomotivenbahnhof mit 32000 qm Fläche, 4380 m Geleisen, 20 Weichen und 2 großen Drehscheiben à 12 m Durchmesser. Er enthält zwei gerade Schuppen für je 16 und einen segmentförmigen Schuppen für 6 Maschinen, 2 Kohlenschuppen, 1 Wasserstations- und 2 Canzlei- und Kasernengebäude. Der Kohlenbahnhof von 54300 qm Fläche enthält 2 Geleisgruppen à 5 Geleisen von zusammen 4120 m Länge mit 16 Weichen und 18 Drehscheiben. Die Länge der Kohlenrutschen beträgt 700, diejenige des Auszuggeleises 400 m. Auf dem an der Spitze des Dreiecks liegenden Signalbahnhofe befindet sich ein Signalthurm nach englischem Muster, von welchem aus 6 Hauptweichen sammt Signalen gestellt werden. Endlich ist noch ein Raum von 7000 qm Fläche für den Dienst der Bahnunterhaltung mit Magazingebäude und großem eingefriedigten Hofe vorhanden.

Weickum, drehbarer Hebekrahn. — Bei den gewöhnlichen Drehkrahnen verursacht der Stützzapfen am obern Ende der conischen Säule große Reibung und Abnützung, weshalb bei der vorliegenden Construction am obern und untern Ende der stehenden Säule Führungen mit Stahlkugeln, sowie an Stelle der unteren Führung mit conischen Rädern eine drehscheibenartige Auflagerung mit Stahlkugeln angebracht ist.

Bode, die Wienthalbahn. — Project zu einer im Wienthale hinzuführenden Schmalspurbahn für Wien.

d'Avigdor, über die Regulirung des Wienflusses. — Vorschlag zur Aufsammlung der Hochwässer der Wien in großen Reservoirs bei Hütteldorf, damit dann das Wienbett eingeengt und der gewonnene Raum zur Anlage zweier großen Unrathscanäle und einer normalspurigen zweigeleisigen Bahn benutzt werden könne.

Winkler, Project einer unterirdischen Bahn für Wien. — Dieses Project bezweckt eine Verbindung der einzelnen Vorstädte Wiens unter sich und mit der Stadt und basirt auf der Ausführung einer Tunnelbahn, weil eine Niveaubahn unzulässig und eine Viaductbahn der theuern Grundeinlösung und bedeutenden Ruhestörung wegen unvortheilhafter sein würde, als eine unterirdische Bahn. So weit thunlich soll der Tunnel aus Stein in offenem Einschnitt hergestellt, bei größeren Tiefen mit eiserner Zimmerung vorgetrieben und unter dem Donaucanal und der Wien durch versenkte Röhren mit comprimirter Luft hergestellt werden. Die ganze Bahn wird mit $23^1/_2$ Millionen Gulden veranschlagt und eine Verzinsung zu 8 Proc. angenommen.

Fink, über Betriebskosten und Tarifsätze. — Untersuchungen über den Einfluß der Verkehrs- und Tracenverhältnisse auf die Betriebskosten und die Höhe der Tarifsätze bei Transporten mittelst Eisenbahnen, welche die Fortsetzung der im Jahrg. 1870 der Zeitschrift enthaltenen ähnlichen Untersuchungen bilden.

Hinträger, Gebäude der landwirthschaftlichen Ausstellung in Wien. — Nähere Angaben über die drei Hauptbauwerke in der Nähe der Kunsthalle und der Maschinenhalle, welche bei der Wiener Weltausstellung zur Aufnahme landwirthschaftlicher Producte und Maschinen dienten. Sie umfaßten zusammen 29810 qm bedeckte Fläche und 15246 qm Hofraum, also ziemlich halb soviel als der Industriepalast. Die 10418 qm fassende Halle für landwirthschaftliche Producte und das 11642 qm bedeckende Gebäude für Producte und Maschinen der Länder England, Frankreich, Dänemark, Schweden, Italien u. s. w. haben 23 m Spannweite, die Halle für landwirthschaftliche Maschinen der Länder Oesterreich-Ungarn, Deutschland und Rußland 37,5 m Spannweite erhalten. Den Vollgespärren ist der bedeutende Abstand von 10,75 und 11,25 m gegeben, die Eindeckung mit Dachpappe und Zinkblechstreifen bewirkt worden. Die Gebäude stehen auf Pfählen, sind aus unbehobeltem Holze gefertigt, mit jalousieartiger Wandschalung versehen und mit Kalkfarben bemalt.

Volkmann's Schieß- und Sprengpulver. — In dem gewöhnlichen schwarzen Schießpulver sind 9 bis 19 Proc. Kohle, 9 bis 18 Proc. Schwefel und 69 bis 79 Proc. Salpeter enthalten und hiervon kann $^2/_3$ als unnöthiger Ballast bezeichnet werden, da das eigentliche wirksame Gas nur die Kohlensäure ist. Das verschiedene Mischungsverhältniß, die Schnelligkeit des Verbrennens und die Höhe der Entzündungstemperatur bewirken auch eine langsamer oder schneller wirkende Explosivkraft, wogegen Schießbaumwolle und Dynamit eine fast momentane Zersetzung in Gase erfahren und daher weniger eine treibende, als eine brisante Wirkung äußern. Das Volkmann'sche Pulver, welches dieselben Verbrennungsproducte wie das Schwarzpulver liefert, zeichnet sich vor demselben dadurch aus, daß es Nichts enthält, was blos Schlacke oder Rückstand bildet (?), und vor dem Dynamit dadurch, daß es eine Regulirung der Gasentwickelung gestattet. Prüfungen im k. k. Arsenale zu Wien haben eine größere Tragweite und dem Gewichte nach eine mehr als doppelt so große Kraft nachgewiesen, bei Sprengpulver die vierfache Kraft. Ueberdies verunreinigt das neue Pulver die Gewehre weniger, giebt weniger Rückstoß und verursacht weniger Rauch.

Schön, Brückenbauten in Nordamerika. — Auf 5 Tafeln Zeichnungen werden interessante Details über die Verbindungen bei den Howe'schen Holzbrücken und über die Fachwerksbrücken nach Post's System vorgeführt. Als charakteristische Eigenschaften des amerikanischen Brückenbaues werden bezeichnet: die einfache Bolzenverbindung in den Knotenpunkten, eine gleichartige Durchbildung der Gurtungen,

Ständer, Streben u. s. w., die Benutzung solcher Construc-ionen, deren Einzeltheile in der Fabrik fertig gemacht, leicht ransportabel und mit den geringsten Kosten herstellbar und n Stand zu halten, resp. auszuwechseln sind, die Aufstellung mittelst sehr leichter Hilfsgerüste, endlich die Ausführung durch roße Brückenbaugesellschaften.

Leonhardt, Brotherhord und Hardingham's Dreicylinder-Dampfmaschine. — Bei dieser, auch auf der Wiener Weltausstellung vertretenen Dampfmaschine (sogen. Paragondampfmaschine) sind die drei Cylinder in ein dreiarmiges Gußstück vereinigt, in dessen Mitte sich die Kurbelwelle und Kurbel befindet. Die der Führung wegen etwas lang gehaltenen Kolben sind mit ihren kurzen Kolbenstangen direct an die Kurbelwarze angehangen und werden durch den in der Mitte eintretenden Dampf nach außen getrieben, so daß sie erst dann eine alternirende Bewegung mitgetheilt erhalten, wenn Dampf hinter dieselben tritt oder hinten ihnen entweicht, was durch einen auf der Kurbelwelle sitzenden und mit ihr rotirenden Kreisschieber vermittelt wird. Die in Wien arbeitende Maschine, welche eine Helicalpumpe betrieb, besaß 228^{mm} Cylinderdurchmesser und 203^{mm} Hub, arbeitete ohne Geräusch mit 1000 bis 2000 Umdrehungen pro Minute und 2,8^{k} Druck pro □^{cm} und nahm sehr wenig Raum ein. Durch Einsätze in den Schieber läßt sich auch Expansion erzielen.

Müller, zulässige Inanspruchnahme des Schmiedeeisens. — Im Allgemeinen ist man darüber einig, daß die zulässige Inanspruchnahme von der Art der Belastung abhängig ist, und da alle Theile einer Construction eine gleiche Sicherheit bieten sollen, so müssen die gedrückten Theile nach einem andern Coefficienten berechnet werden, als die gezogenen oder die abwechselnd mit Zug und Druck belasteten Theile 2c. Alle Spannungen müssen selbstverständlich unter der Elasticitätsgrenze bleiben, zur Aufsuchung dieser Grenze sind aber zahlreiche Versuche erforderlich, für deren Veranstaltung die Wöhler'schen Versuche als Muster dienen können. Diese Versuche haben gelehrt, daß bei Schmiedeeisen (von Phönix) eine Faserspannung von 2193^{k} pro □^{cm} als Elasticitätsgrenze angenommen werden kann, da diese Spannung 100 Millionen Mal wiederholt werden kann, ehe der Bruch eintritt. Sie haben ferner gezeigt, daß Schmiedeeisen eine 4 millionenfache Belastung mit 3216^{k} pro □^{cm} aushält, wenn es stets nur bis auf 1462^{k} entlastet wird, und daß dieses Metall abwechselnden Druck- und Zugspannungen von 1170^{k} pro □^{cm} unterworfen werden kann, ohne Schaden zu leiden. Man hat also für die verschiedenen Arten der Belastung auch verschiedene Elasticitätsgrenzen erhalten, welche Functionen der im Stabe verbleibenden permanenten Spannung sind, und wenn alle Theile einer Construction gleiche Sicherheit haben sollen, so muß für dieselben die entsprechende Elasticitätsgrenze ermittelt, der Sicherheit wegen aber nur ein Theil dieser Inanspruchnahme zugelassen werden, da theils Unvollkommenheiten in der Ausführung nicht zu vermeiden, theils Stöße bei der Belastung, die Einflüsse des Temperaturwechsels, die Rostbildung u. s. w. zu berücksichtigen sind. Für Bauwerke, deren Dauer eine größte sein soll, nehme man den dritten, für minder bedeutende den $2^1/_2$ten Theil der Elasticitätsgrenze und mit Rücksicht auf Temperatureinflüsse und Rost empfiehlt es sich sogar, diese Werthe noch zu vermindern. Ist das Verhältniß zwischen der permanenten und variablen Spannung, sowie zwischen der Druck- und Zugspannung, ermittelt, so kann man bei Schmiedeeisen die zulässigen Belastungen aus nachstehenden Tabellen entnehmen.

Verhältniß der permanenten zur variablen Belastung.	Zuläss. Inanspruchnahme in Kilogr. pro □ Centim. 3 f. Sicherh.	Zuläss. Inanspruchnahme in Kilogr. pro □ Centim. 2,5 f. Sicherh.	Verhältniß der Druckspannung zur Zugspannung.	Zuläss. Inanspruchnahme in Kilogr. pro □ Centim. 3 f. Sicherh.	Zuläss. Inanspruchnahme in Kilogr. pro □ Centim. 2,5 f. Sicherh.
0,0	533	640	0,0	530	640
0,2	579	695	0,2	543	652
0,4	618	742	0,4	551	662
0,6	652	783	0,6	558	671
0,8	678	815	0,8	564	678
1,0	704	845	1,0	570	685
1,5	752	903	1,5	585	703
2,0	789	948	2,0	596	716
3,0	842	1011			
4,0	862	1036	4,0	606	728
10,0	896	1076	10,0	612	735
∞	913	1096	∞	637	765

Hauenschild, über Dolomitcemente. — Reine Dolomitcemente besitzen eine schöne weiße Farbe und eignen sich sehr zur Flächenornamentik. Dieser Cement verträgt den 5 bis 6fachen Sandzusatz, erhärtet in ca. 24 Stunden und nimmt eine Festigkeit an, die nur von den besten Portlandcementen übertroffen wird, auch kommt dieser Cement in der Erzeugung billiger zu stehen, als andere Cemente, läßt sich indessen nicht als hydraulischer Cement verwenden. Zur Darstellung eines guten Dolomitcementes sind kieselsäurereiche magnesiahaltige Mergel untauglich.

Henke und Zborowski, Apparat zum selbstthätigen Anzünden und Auslöschen der Gasflammen. — In einer Versammlung des österreichischen Ingenieur-Vereins wurden Experimente mit einem zur Zeit noch geheim gehaltenen mechanischen Apparate vorgeführt, welcher gleichzeitig selbstthätig die damit versehenen öffentlichen Straßenlaternen anzündet, und nach Verlauf einer bestimmten Zeit wieder auslöscht. Das Anzünden soll durch den höheren Druck bewirkt werden, welcher Abends in den Gasanstalten gegeben wird, das Auslöschen eines Theiles der Gasflammen durch die Verminderung des Druckes, welcher um Mitternacht in den Gasanstalten bewirkt wird, und das Auslöschen des Restes der Flammen durch noch größere Druckverminderung.

Scheidtenberger, der Bau des Homberg-Tunnels. — In der Bahnstrecke Klagenfurt-Marburg ist bei Bleiburg ein 330,88^{m} langer eingleisiger Tunnel durch den Homberg ausgeführt worden, dessen Betrieb wegen des bedeutenden und ungleichartigen Gebirgdruckes (das Gebirge bestand aus Lehm, Letten, feinem Sand und blauem Thon) mancherlei Schwierigkeiten bot. Es mußte eine Baumethode gewählt werden, welche das Vordringen mit kurzen Ausbruchlängen und mit dicht dahinter folgender Mauerung gestattete, und da der bauleitende Ingenieur bereits den Tunnel No. 4 am Karst nach der österreichischen Methode ausgeführt hatte, so wurde letztere Bauweise gewählt, deren Beschreibung der Gegenstand dieser Abhandlung ist. Die Kosten betrugen 1407,7 Fl. ö. W. pro lauf. Meter.

Leonhardt, Brotherhood & Hardingham's Helicalpumpe. — Bei dieser Centrifugalpumpe ist das Gehäuse ein voller Schraubengang der auf der einen Seite in das Saug-, auf der andern in das Steigrohr endigt, und in welchem ein rechtwinkelig zur Axe stehendes Rad mit rectangulären Radialschaufeln rotirt. Das Wasser findet durchgängig einen gleichen Querschnitt und verfolgt seinen Weg ohne alle Ablenkungen und Krümmungen. Die Helicalpumpen machen weniger Umgänge, als gewöhnliche Centrifugalpumpen, sind aber ebenfalls besonders für geringere Förderhöhen geeignet.

Schmid's oscillirender hydraulischer Motor. — Auf der Wiener Weltausstellung war diese Maschine, deren in diesen Blättern schon wiederholt gedacht worden ist, in einer neuen Anordnung zu sehen, welche verschiedene Verwendungen derselben gestattet, nämlich 1. als gekuppelte rotirende Wassersäulenmaschine, 2. als Dampfpumpe, indem die eine Maschine als Dampfmotor, die andre als getriebene doppelwirkende Pumpe arbeitet, 3. als gekuppeltes Pumpwerk mittelst Riemen oder Zahnradvorgelege getrieben, 4. als Luftcompressionspumpe, indem die eine Maschine durch Wasser oder Dampf getrieben wird, während die andere als Luftpumpe fungirt. Die ausgestellte Pumpe hatte 140^{mm} Kolbendurchmesser und 160^{mm} Hub und leistete bei 200 Touren pro Minute 800 Liter. Als Motor kann sie 50 bis 300 Touren machen, braucht also meistentheils kein Vorgelege. Bei 30^{m} Wasserdruck leisten die Maschinchen mit 60, 80 und 100^{mm} Kolbendurchmesser resp. $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}$ und 1 bis $1\frac{1}{2}$ Pferdekraft. Die Canalquerschnitte werden jetzt halb so groß genommen, als die Kolbenquerschnitte und die Kolbengeschwindigkeiten gleich $0{,}5^{m}$.

Kanter, die Sct. Gotthardbahn. — Der Herr Vortragende schildert zunächst im allgemeinen Umriß die Haupttrace dieser Bahn, über welche die speciellen Terrainstudien noch nicht geschlossen sind, und geht dann näher auf den Bau des Gotthardtunnels ein. Dieser 14960^{m} lange, von Göschenen aus auf 7457^{m} Länge unter 0,00582 ansteigende und dann von dem $1152{,}4^{m}$ über der See liegenden Scheitelpunkt nach Airolo hin unter 0,001 abfallende Tunnel soll vom Unternehmer in 8 Jahren vollendet werden, war aber im Juni d. J. (1873) erst auf 450^{m} aufgefahren, da die Herstellung der Wasserleitungen, Arbeitsplätze, Materialienschuppen, Maschinen und Maschinenhäuser, Logirhäuser u. s. w. in dem engen Felsenthale bei Göschenen, dessen Boden großentheils von der reißenden Reuß eingenommen wird, viel Zeit in Anspruch genommen hat. Beim Ausbrechen des Tunnels bedient man sich der belgischen Methode, indem zuerst mit einem Firststolln vorgegangen und dann, wenn dieser auf eine Strecke vollendet ist, mit dem Fußstolln begonnen wird. Für die feste Gebirgsmasse bei Göschenen ist dieser Betrieb vortheilhaft, wogegen sich für die Seite von Airolo, wo der Tunnel in Kalkstein steht und sehr starker Wasserzudrang stattfindet, das Vorgehen mit einem Sohlenstolln besser geeignet haben würde. Für die Gesteinsarbeiten bedient man sich der Gesteinsbohrmaschinen von François & Dubois, wovon auf einem Gestell 4 bis 6 Maschinen arrangirt und zugleich in Gang gesetzt werden. Jede Maschine bohrt in 2 bis $2\frac{1}{2}$ Stunden ein 0,9 bis 1^{m} tiefes Loch, so daß in 49 Schichten à 7 bis 8 Stunden 1336 Bohrlöcher mit 1290^{m} Lochtiefe hergestellt worden sind, wobei 6680 Stück Meißelbohrer verschlagen wurden. Das Bohrmaschinengestell läuft mit Rädern auf dem Eisenbahngleis, welches der Förderung wegen bis vor Ort gelegt ist, und es ist demselben noch eine Art Lowry beigegeben, welche vorräthige Bohrer und Werkzeuge führt. Wegen häufiger Reparaturen an den Bohrmaschinen muß von diesen stets die doppelte Anzahl in Reserve gehalten werden. Zum Betrieb dieser Maschinen wird comprimirte Luft verwandt, welche mittelst der bekannten Sommeiller'schen Luftcompressionspumpen mit Wasserverschluß erzeugt wird, und als Motoren für diese Pumpen dienen vorläufig Dampfmaschinen, an deren Stelle aber bald Turbinen in Gang gesetzt werden sollen. Für die Förderung im Tunnel ist eine mit Luft getriebene Locomotive in Aussicht genommen.

Leistung englischer Locomobilen. — Bericht über Bremsversuche, welche bei der landwirthschaftlichen Ausstellung zu Cardiff mit verschiedenen concurrirenden Locomobilen abgeführt worden sind. Der geringste beobachtete Brennmaterialverbrauch pro Pferdekraft und Stunde betrug 2,79 Pfd.

Mont-Cenis-Tunnel. — Nach dem Engineer vom 28. März 1873 ist der Durchschlag der beiden Tunnelörter ohne nennenswerthe Niveau- und Richtungsdifferenzen erfolgt. Die Länge beträgt genau $12232{,}55^{m}$, oder mit Einrechnung der gekrümmten Eingänge $12846{,}92^{m}$, die Seehöhe von Modena 1159, von Bardonnèche 1292 und diejenige der höchsten Tunnelsohle 1295^{m}, die Höhe des Gebirges über dem Tunnel aber 2906^{m}. Von Gesteinsschichten wurden Kohlenschiefer auf 2906,5, Quarz auf 388,5, Kalk- und Dolomit auf 355,6, Kalkschiefer auf $9392{,}95^{m}$ Länge durchfahren. Der größte monatliche Fortschritt in der Auffahrung betrug 120, der geringste 11^{m} (in Quarz) und es wurden seit 1868 nur Gesteinsbohrmaschinen, sowohl zur Herstellung des Richtstollns, als zum Erweitern desselben angewendet, welche bei 250 Hüben $0{,}358^{cbm}$ comprimirte Luft verbrauchten. In 24 Stunden wurden drei Schichten verfahren, indem man zuletzt mit großer Schnelligkeit zu arbeiten gelernt hatte. Zur Reserve für 20 stets in Arbeit begriffene Maschinen dienten 80 Stück vorräthige Bohrmaschinen, zur Erzeugung der erforderlichen comprimirten Luft am Nordende diverse hydraulische Motoren mit 860 Pferdekräften. Auch gegenwärtig sind zur Ventilation noch Maschinen erforderlich; es ist nämlich zwischen den Schienen ein 20^{cm} weiter, mit comprimirter Luft gefüllter Röhrenstrang gelegt, welcher in kurzen Entfernungen Hähne zum Auslassen der Luft besitzt, auch sind abwechselnd zu beiden Seiten in der Tunnelmauerung Nischen und Leuchtkammern angebracht, erstere in 25 bis 50, letztere in 1000^{m} Abstand von einander. Die Temperatur des Gesteins beträgt in der Mitte des Tunnels 28,8° C. und die Fahrzeit zur Zurücklegung des Tunnels 25 Minuten.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem zwanzigsten Bande des

Civilingenieur.

№ 2.

Literatur.

[D]ie constructive Zeichnungslehre oder die Lehre vom Grund- und Aufriß, der Parallelperspective, der malerischen Perspective und der Schattenconstruction. Für technische Lehranstalten und für den Selbstunterricht bearbeitet von Dr. Joh. Müller, Professor zu Freiburg im Breisgau. Erster Theil mit einem Atlas von 35 Kupfertafeln, zweiter Theil mit einem Atlas von 37 Kupfertafeln. Zweite Auflage. Braunschweig. Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. 1874.

Indem wir hier ein Werk eines auf einem ganz andern [Fe]lde der Wissenschaft rühmlichst bekannten Autors ankündigen, [mü]ssen wir hervorheben, daß der Herr Verf. vordem auf dem [G]ebiete des geometrischen Zeichnens als Lehrer längere Zeit [th]ätig gewesen ist und Erfahrungen zu sammeln Gelegenheit [ge]habt hat. Eine Frucht der Letzteren ist das vorliegende [be]reits in zweiter Auflage erscheinende und prachtvoll ausge[sta]ttete Werk, welches vorzüglich für Real- und Gewerbschulen [be]stimmt ist und daher abweichend von den meisten ähnlichen [W]erken seinen Gegenstand nicht im Sinne der darstellenden [Ge]ometrie, sondern möglichst allgemein verständlich behandelt. [Da]ß die Parallelperspective in diesem Werke wissenschaftlich [da]rgestellt und die malerische Perspective darin eingehender [al]s in vielen andern Werken über Projectionslehre behandelt [ist], macht dasselbe auch für die Studirenden an polytechnischen [S]chulen und Bauakademien höchst werthvoll, auch ist dasselbe [de]s klaren allgemein verständlichen Vortrages halber zur Nach[hü]lfe und zum Selbststudium sehr geeignet.

[D]er logarithmische Rechenschieber. Theorie und Gebrauch desselben von Karl von Ott, Professor an der k. k. deutschen Oberrealschule und h. Docent für Baumechanik am k. deutschen Landes-Polytechnikum in Prag. Prag, 1874. J. G. Calve'sche k. k. Univ.-Buchhandlung. Ottomar Bayer.

Eine allgemein verständliche Erklärung des Princips des [Re]chenschiebers nebst ausführlicher Gebrauchsanweisung, wohl[ge]eignet zum Selbststudium.

[Ku]rzer Bericht über die bei der Wiener Weltausstellung 1873 zur Anschauung gebrachten Eisenhütten-Producte, Eisen- und Stahlarbeiten vom hüttenmännischen und gewerblichen Standpunkte aus und besonders unter Berücksichtigung der deutschen Zustände. Von Eduard Schott, Oberinspector in Ilsenburg a. Harz, Juror in der VII. Gruppe und Delegirter zur I. Gruppe. Leipzig, Verlag von Arthur Felix. 1873.

Dieser Bericht giebt trotz seines sehr beschränkten Umfanges einen so vorzüglichen Ueberblick über die bei der letzten Weltausstellung vorgeführten eisenhüttenmännischen Producte, wie ihn nur ein so erfahrener und gebildeter Fachmann zu liefern vermag, und ist daher auch noch jetzt, wo schon soviel über diese Ausstellung zu lesen gewesen ist, allen Fachleuten zur genauen Durchsicht zu empfehlen.

Gewichtstabellen für Walzeisen. Zum Gebrauch für Eisen-Producenten und Consumenten auf Grund der metrischen Dimensions-Scala des zollvereinsländischen Eisenhüttenvereines berechnet von R. Ziebarth, Civilingenieur in Berlin. Berlin, 1874. Verlag von Rudolph Gärtner.

Vorliegende Tabelle ist die erste, welche nur bestimmte Dimensionen und zwar diejenigen der vom zollvereinsländischen Eisenhüttenverein aufgestellten Scala für Stab- und Bandeisen berücksichtigt, sie giebt aber für die darin vorkommenden Abmessungen die Gewichte sofort. Uebrigens umfassen diese Tabellen die Bandeisen-, Flacheisen-, Dreikant-, Quadrat-, Sechskant-, Achtkant- und Rundeisen-Sorten, sowie Rund- und Quadratblech, gelochte Rundbleche, endlich gezogene schmiedeeiserne und genietete Röhren.

Die Holzmeßkunst in ihrem ganzen Umfange. Für Forst- und Landwirthschaft, Holzhandel, Fabrik- und Bauwesen bearbeitet von M. R. Preßler, K. S. Hofrath und Professor und Max Kunze, K. S. Oberförster und Professor an der K. S. Forstakademie Tharand. Separatabdruck der ersten und dritten Abtheilung des I. Bandes: Holzwirthschaftliche Tafeln von M. R. Preßler. Berlin, Verlag von Wiegandt, Hempel und Parey. 1873.

Außer sehr ausführlichen Massentafeln für Klötzer und Stämme nach Mittel- und Oberstärke, für Stangen nach Unterstärke und für Klafterholz und Reißig nebst eingehenden Erläuterungen und Instructionen enthält dieses hauptsächlich für Forstleute bestimmte Buch auch Anleitungen und Tabellen zur Bestimmung der Stamm- und Astmasse nach Preßler's Richtpunktslehre, zur Kubirung des Stehenden nach desselben

Autors System der Formzahlen, zur Schätzung des Stockholzertrages, zur Sortirung des Oberirdischen u. s. w., erfüllt also in vollstem Maaße, was der Titel verspricht.

Grundzüge des Eisenbahnwesens in seinen ökonomischen, politischen und rechtlichen Beziehungen von Dr. Max Haushofer, Professor an der polytechnischen Hochschule zu München. Stuttgart. Verlag von Julius Meier.

Während die technische Literatur gegenwärtig keinen Mangel mehr leidet an guten Werken über Eisenbahntechnik, so fehlte bisher entschieden ein Werk über Eisenbahn-Oekonomie und Politik und die angehenden Eisenbahnbeamten waren in dieser Beziehung auf das Studium einzelner Abschnitte in anderen Werken und zerstreuter Abhandlungen in technischen Zeitschriften gewiesen. Obiges Werk ist daher eine nothwendige Ergänzung zu den meisten Handbüchern über Eisenbahnwesen und wird gewiß von allen, dieser Branche sich zuwendenden jungen Technikern mit Dank begrüßt werden. Dasselbe handelt über die bezüglich der Gründung, des Baues, des Betriebes, des Ertrags, der Kosten und Tarife der Eisenbahnen vorkommenden ökonomischen, politischen und juristischen Fragen und sein Studium wird daher auch manchem Verwaltungsbeamten noch von Nutzen sein.

Die Verwaltung der Eisenbahnen und die Buchführung im Eisenbahnbetrieb. Vollständig dargestellt von Louis Schmidt. Stuttgart. Verlag von Julius Meier.

Nach einer allgemeinen Einleitung über kaufmännische, industrielle und kameralistische Buchführung und einem kurzen Ueberblick über die Verwaltung der Eisenbahnen legt dieses Werkchen als Beispiel einer zweckmäßigen Eisenbahn-Buchführung ausführlich diejenige der Taunuseisenbahn auf die Jahre 1860 bis 1866 vor. Angehende Eisenbahnbeamte werden den allgemeinen Theil mit Nutzen studiren und auch der zweite Theil wird ihnen den Vortheil bieten, einmal das gesammte Rechnungswerk einer Eisenbahn überblicken zu können.

Distanz- und Höhen-Messung. Formeln und Tabellen behufs Aufnahme und Höhenbestimmung. Von H. Stück, Ober-Geometer. Hamburg. Verlag von Otto Meißner. 1873.

Es sind in neuester Zeit mehrere Werke über Schnellmeßkunst erschienen, in denen zur Vereinfachung der mit der Distanz- und Höhenmessung verbundenen Rechnungen meist besondere Instrumente, Rechenschieber u. dergl. mehr empfohlen werden, — das vorliegende Werkchen behandelt aber das Verfahren mit dem gewöhnlichen Theodolit und theilt zur Erleichterung der Rechnung sehr ausführliche Tabellen mit, welche von 5 zu 5 Minuten bis zu 30° fortschreiten und bei den Lattenabschnitten um 0,01 m wachsend bis 2 m reichen, also für den gewöhnlichen Bedarf völlig ausreichend zu erachten sind.

Grundzüge einer wissenschaftlichen Darstellung der Geometrie des Maaßes. Ein Lehrbuch von Dr. Oscar Schlömilch, Kgl. Sächs. Geh. Hofrath und Professor am Kgl. Sächs. Polytechnikum. Erster Theil: Planimetrie und Trigonometrie. Fünfte Auflage. Zweiter Theil: Geometrie des Raumes. Dritte Auflage. Mit in den Text gedruckten Holzschnitten. Eisenach. Verlag von J. Bacmeister, Hofbuchhändler.

Wenn ein Werk bereits seine fünfte Auflage erlebt hat, so bedarf es sicher einer Empfehlung nicht mehr und wir können uns in dieser Zeitschrift, welche eigentlich nur den angewandten Wissenschaften gewidmet ist, um so mehr darauf beschränken, das Erscheinen einer neuen Auflage dieses geistreichen und zur Vorbildung für Ingenieurs vorzugsweise geeigneten Lehrbuches zu constatiren und unsern Wünschen für dessen immer weitere Verbreitung und Anerkennung Ausdruck zu geben.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrgang XXIII, 1873, Heft 6 bis 12.

Möller, die Verlegung der k. Berliner Porzellan-Manufactur. — Diese von 7 Tafeln begleitete Abhandlung ist für Fachmänner sehr interessant, indem sie den Neubau der Fabrik schildert und vielfache Erfahrungen mittheilt, welche bezüglich der Brennöfen gemacht worden sind.

Plage, Studien über Krankenhäuser. — Architekten, welche Krankenhäuser zu entwerfen haben, finden in dieser verdienstvollen Abhandlung eine kritische Beleuchtung der in der neueren Literatur über diesen Gegenstand veröffentlichten Ausführungen und Vorschläge, was sie vieler zeitraubenden und mühevollen Studien überhebt. Im Anhange folgt sodann als Anwendung das Programm für ein Krankenhaus in Wiesbaden nebst Skizzen.

Bänsch, der eiserne Ueberbau der Eisenbahnbrücke über die Ruhr bei Alstaden. — Eine im Zuge der Mühlheim-Duisburger Eisenbahn liegende Brücke mit Parabelträgern von 33,268 m Spannweite und 3,75 m Trägerhöhe, welche insofern eigenthümlich construirt ist, als die obere Gurtung mit Hilfe von Z Eisen röhrenförmig, die untere Gurtung —förmig gebildet ist, was theils eine größere Widerstandsfähigkeit gegen seitliche Ausbiegung, theils große Bequemlichkeit für die Verbindung gewährt. Zur Zeit der Erbauung dieser Brücke (1862) bereitete die Beschaffung der Z Eisen nicht geringe Schwierigkeiten.

Bödecker, über die Bewegung vierrädriger Eisenbahnwagen in Curven. — Aus dieser gründlichen Untersuchung ergeben sich mancherlei beachtenswerthe Resultate. Sie zeigt u. A., daß sich die Wagen in Curven stets so zu stellen suchen, daß ihre Hinterachse radial steht, daß die zwischen Rädern und Schienen entstehenden Arbeitsverluste erst dann wesentlich von einander verschieden werden, wenn die Radachsen in ihrer Verlängerung auf derselben Seite des Mittelpunktes vorbeigehen, daß in stark überhöhten Curven von

leinen Radien gewöhnlich Ecken eintritt und um so nachtheiliger ist, je kleiner der Radstand und je größer der Radius ist, daß es für jede Ueberhöhung und Curve eine Minimalgeschwindigkeit giebt, welche nicht überschritten werden darf, wenn eine Verschiebung der Hinterachse nicht eintreten soll, daß Spielraum und Ueberhöhung in gewissen Beziehungen zu einander stehen müssen, daß die Verschiebung der Vorderachse bei radial gerichteter Hinterachse nur durch das Aufsteigen der Räder mit ihren Hohlkehlen auf die Schienen möglich ist und Seitenpressungen voraussetzt, welche je nach der Größe des Radius, der Spurerweiterung, Fahrgeschwindigkeit u. s. w. sehr verschieden ausfallen, und in derselben Weise wie die rollende Reibung auf den Zugwiderstand wirken u. s. w. Formeln und Tabellen zeigen die Größe der Arbeitsverluste für verschiedene Verhältnisse des Spielraumes zum Radstande, Radius, Conicität u. s. w.

Cramer, Dichtung der Sandschleuße in Breslau durch Cementmörtel. — Bei der Schiffsschleuße auf der sogen. Sandinsel in Breslau zeigten sich seit längerer Zeit in der Schleußenkammer beim Entleeren Quellen, deren Entstehung nicht anders zu erklären war, als durch Undichtheit der Querspundwände unter dem Thorkammerboden. Man versuchte die entstandenen Hohlräume durch Eingießen von Cementmörtel aus 2 Th. Cement und 3 Th. Sand auszufüllen und mußte diese Arbeit der Schifffahrt wegen im Januar vor. Jahr. vornehmen. Zunächst wurden vor den beiden Spundwänden je vier 0,1^{m} weite Löcher senkrecht durch die Häuptermauer, den Thorkammerboden und den Abfallboden gebohrt, wozu man sich nach einem mißlungenen Versuche mit Meiselbohrern eines eigenthümlichen Hohlbohrers bediente. Es wurde nämlich der untere Rand einer 9^{cm} weiten und 1,5^{m} langen schmiedeeisernen Röhre verstählt und sägenförmig gezahnt und dieses Instrument durch 2 Arbeiter ruckweise gedreht, während ein dritter Arbeiter mit einem Hammer oben auf das Bohrgestänge schlug. Dieser Bohrer nahm zugleich in seiner Hohlung das Bohrmehl auf, was die Arbeit erleichterte. Bei den gegen 6^{m} tiefen Löchern kam das Meter Loch auf durchschnittlich 4 Thlr. zu stehen. Als die Löcher vollendet waren, wurde durch wiederholtes rasches Eingießen von Wasser in dieselben eine gehörig weite offene Verbindung nach den Hohlräumen hin hergestellt und dann der Mörtel in der Weise eingegossen, daß währenddem durch zwei Arbeiter unausgesetzt mit einer die halbe Weite des Bohrloches ausfüllenden Holzstange gestampft wurde. Da die Schleußenkammer während dieser Arbeit nicht entleert werden durfte, so erfolgte das Eingießen durch ca. 2^{m} lange Röhren. Es wurden durch 3 Arbeiter stündlich 6^{cbm} Mörtel bereitet und versenkt und in den 8 Löchern überhaupt 9 bis 10^{cbm} Mörtel verbraucht.

Engel, Spiritusfabrik in Mikultschütz. — Eine mit 5 Taf. Zeichnungen versehene Beschreibung einer auf durchschnittliche Verschwelung von 26600 Liter Maische pro Tag eingerichteten Brennerei, welche im Jahre 1871 für den Grafen Guido Henkel von Donnersmark in Oberschlesien errichtet worden ist und ca. 72700 Thlr. gekostet hat.

Waldhauer, das Stadt-Krankenhaus in Riga. — Obwohl die klimatischen Verhältnisse die Anwendung des Barackensystems bedenklich erscheinen ließen, so ist das Rigaer Krankenhaus doch nach dem Plane der Berliner Baracken errichtet worden, man hat es aber mit besonderen Heiz- und Ventilationsapparaten versehen, deren Beschreibung den Hauptgegenstand dieses Artikels bildet. Es ist nämlich mit einer Niederdruck-Warmwasserheizung und zugleich mit Luftheizung ausgestattet und außer der Ventilation durch den Dachreiter sind noch besondere durch den Warmwasserbereitungsofen geheizte Ventilationsschlotte angebracht. Das Resultat wird als ein völlig befriedigendes geschildert.

Pichier, der Tunnel bei Aachen. — In der Verbindungsbahn zwischen der Bergisch-Märkischen und der Belgischen Staatsbahn war die Durchbrechung des Aachener Höhenzuges mittelst eines 870^{m} langen Tunnels und Voreinschnitten von 130 bis 150^{m} Länge nöthig, dessen Herstellung nicht besondere Schwierigkeiten geboten hat, aber auch in sehr kurzer Zeit bewirkt worden ist. Der Sohlenstolln ist nämlich bei ca. 1250^{m} Gesammtlänge von 10 Angriffspunkten aus in 6 bis 7 Monaten hergestellt worden und bei dem eigentlichen Tunnel sind pro Tag 2,5^{m} fertig geworden. Die Auszimmerung, welche in unserer Quelle in allen Stadien dargestellt ist, erfolgte mit Holz, die Ausmauerung, welche unmittelbar nachfolgte, mit Ziegeln. Man ging mit einem 1,88^{m} breiten, 2,2 bis 2,5^{m} hohen Firststolln auf kurze Strecken voraus, zog dann die Kronbalken ein und bolzte sie gegen provisorische Schwellen ab, nahm hierauf die seitliche Verkleidung des Firststolln weg und legte noch 8 Kronbalken, welche gegen die ersten und die Sohle verbolzt wurden, und begann nunmehr auf der einen Seite mit dem Herunterbrechen und dem Verlegen der eichenen Hauptschwellen, welche vom Stolln aus fundirt wurden und dann zur Abstempelung der Kernbalken dienten.

Ueber die Leistung einer Chausseedampfwalze. — Nach Versuchen auf verschiedenen Chausseen bei Berlin kostete durchschnittlich die Befestigung von 100^{qm} Decklage 2 Thlr. 5 Sgr. 7 Pf. und von 1^{cbm} Steinschlag 7 Sgr. 7 Pf., indem pro Stunde 34,41^{qm} Steinbahn oder 2,96^{cbm} Steinschlag festgewalzt wurde. Bei Anwendung von Pferdewalzen, mit denen pro Stunde 22^{qm} Decklage und 1,73^{cbm} Steinschlag festgewalzt werden, kosten dagegen durchschnittlich 100^{qm} Decklage 5 Thlr 15 Sgr. und 1^{cbm} Steinschlag 21 Sgr. In beiden Fällen treten noch die Kosten für die Wasseranfuhr mit 2 bis 4 Thlr. pro Tag hinzu. Die Leistung der Dampfwalzen ist also fast doppelt so hoch, der Kostenaufwand um 25 Proc. geringer als beim Walzen mit Pferden, und überdies ist die hergestellte Oberfläche glatter.

Hauser, graphische Ermittelung der Ordinaten der Schwedler'schen Träger. — Brückenbauingenieure mögen nicht verfehlen, sich die vorgeführten einfachen Constructionen anzueignen.

Lauterburg, Mittel gegen Feuchtigkeit und Fäulniß. — Die Firmen Hausmann & Co. in Bern und Rebsamen und Nägeli in Zürich sollen eine Anstrichmasse liefern, welche als ein vorzügliches Schutzmittel gegen den Zudrang der Feuchtigkeit zu bezeichnen sei.

Schwabe, über zweckmäßige Entladungsvorrichtungen für Kohlenlowrys. — Auf den englischen Bahnen und der Nassauischen Eisenbahn verwendet man Wagen mit zwei Bodenklappen und zwei Klappen an jeder Langseite, welche auf einem besonderen, auf gemauerten Pfeileru über dem Bahnplanum gelagerten Geleise mit dem geringsten Zeit- und Kostenaufwande entleert werden können.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1873. Band XVII, Heft 8 bis 10.

Fink, Centrifugalpumpen für größere Förderhöhen. — Bei den gewöhnlichen Centrifugalpumpen muß die Umdrehungsgeschwindigkeit im Verhältniß $\sqrt{h} : \sqrt{h_1}$ erhöht werden, wenn sie, anstatt auf die Höhe h zu heben, auf die Höhe h_1 heben sollen, und wenn ein gleiches Wasserquantum gehoben werden soll, so müssen auch die Rohrquerschnitte im Verhältniß von $\sqrt{h_1} : \sqrt{h}$ variirt werden, so daß die Umdrehungszahlen im Verhältniß $h^{3/4} : h_1^{3/4}$ zunehmen müssen. Die Reibungswiderstände wachsen hierbei in demselben Verhältniß und da mit der Wassergeschwindigkeit in den Röhren auch die Eintrittsgeschwindigkeit zunimmt, so muß es für eine gegebene Saughöhe eine Grenze der Förderhöhe geben. Nun wächst aber die erreichbare Förderhöhe nicht blos mit der Umdrehungsgeschwindigkeit, sondern auch mit der Differenz $(r^2 - r_1^2)$ der Quadrate des äußeren und inneren Durchmessers, es wird also durch die passende Wahl des Verhältnisses $\frac{r}{r_1}$ möglich sein, die Centrifugalpumpen auch für größere Förderhöhen einzurichten. Die Saug- und Druckröhren sollen für 1 bis 1,5 m Wassergeschwindigkeit dimensionirt, der kleine innere Schaufelraddurchmesser um 20 Proc. größer als der Rohrdurchmesser genommen, die Radschaufeln nach Anleitung der in Band XIV der Zeitschrift gegebenen Regeln spiralförmig gekrümmt werden. Für das zu Erreichung der Förderhöhe h erforderliche Halbmesserverhältniß erhält der Herr Verf. $\frac{r}{r_1} = \sqrt{\frac{2gh}{27{,}2v^2} + 1}$, wenn v die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren bedeutet.

Käßner, über Radialbohrapparate und Radialbohrmaschinen. — Allgemeine Erörterungen und specielle Beschreibungen der Radialbohrapparate von C. van Haagen & Co. in Philadelphia, Spencer & J. Consterdine in Manchester, James E. Hunter in North-Adams, Mass., und der Radialbohrmaschinen von Karst in Nancy, Shanks in London, Robey & Co. in Lincoln, Whitworth und Hulse in Manchester, Mazeline in Havre, Fairbairn & Co in Leeds, Hartmann in Chemnitz, Dingler und Co. in Zweibrücken u. s. w.

Ache, selbststeuernde Schmiededampfhämmer. — Der Herr Verf. sucht nachzuweisen, daß bei der Berechnung der Arbeit der Schnellhämmer die Arbeit des Volldruckdampfes nicht vorkommt, die Nutzarbeit vielmehr nur aus der Differenz der Expansionsarbeit des Ober- und Unterdampfes und der Compressionsarbeit des Ober- und Unterdampfes vermindert um die Reibungen besteht.

Popper, Verbesserung im Schiffsbau. — Um den Schiffswiderstand zu beseitigen, wird der Vorschlag gemacht, den Schiffskörper auf hohle theilweise in das Wasser eintauchende Räder zu setzen, also ganz über das Wasser hinauszuheben.

Ziebarth, Mittheilungen von der Wiener Weltausstellung. — Dieselben betreffen die Dampfmaschine von Field & Cotton, bei welcher der Hochdruckcylinder den Kolben des Niederdruckcylinders bildet und der Hochdruckkolben mit dem Niederdruckcylinder fest verbunden ist, ferner die Centrifugalregulatoren von Hartnell & Guthrie, sowie von Friedrich, welche durch Veränderung des Voreilungswinkels eine Veränderung der Expansion bewirken, endlich die Wasserstopfbüchse von Massing, bei welcher die Kolbenstange durch Wasser gekühlt und geschmiert wird.

Gasbeleuchtung für Eisenbahnwagen. — Auf der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn hat man mit gutem Erfolg eine Gasbeleuchtung der Wagen in folgender Art hergestellt. Unter den Wagen befindet sich ein oder mehrere cylindrische Recipienten aus verzinntem Eisenblech, welche Gas von 6 Atmosphären Spannung aufnehmen. Aus diesen führt ein 5 mm weites Röhrchen nach dem Regulator, d. h. einem 250 mm weiten, 160 mm hohen gußeisernen Cylinder, dessen eine Endfläche mit einer Membran überspannt ist, und welcher das Gasabführungsventil umschließt, dessen Stange derartig mit der Membran verbunden ist, daß das Ventil den Gasaustritt verschließt, sobald die Membran zu hoch gespannt wird. Aus diesem Regulator gelangt das Gas durch 10 mm weite schmiedeeiserne Röhren nach den mit Zweilochbrennern aus Speckstein versehenen Laternen, deren Form von den jetzt gewöhnlichen nicht wesentlich abweicht, und die so eingerichtet sind, daß das Gas nicht in den Wagen ausströmen kann. Die Röhren enthalten Hähne, so daß jede Laterne für sich, aber auch sämmtliche Flammen eines Wagens auf einmal abgesperrt werden können. Zur Bereitung des Gases aus schwerem Erdöl hat man in Berlin einen kleinen provisorischen Apparat eingerichtet, und zur Füllung der Recipienten unter den Wagen dient ein Pumpwerk, welches Gas aus dem Gasometer saugt und in zwei große Sammelrecipienten drückt. Aus letzteren, welche Gas von 10 Atmosphären Spannung enthalten, strömt dasselbe dann rasch in die Recipienten unter den Wagen. Zur Zeit kosten 10 cbm Gas aus Braunkohlentheeröl 2 Thlr. 5 Sgr. 6 Pf. und daher eine Flamme, welche stündlich 21,7 Liter Gas verbrennt, 1,71 Pf. pro Stunde, wogegen bei Oelbeleuchtung eine Flamme auf 5,75 Pf. zu stehen kommt und nur 0,4 so viel Licht giebt. Eine Wageneinrichtung mit 5 Flammen kostet 295 Thlr., was mehr als viermal so theuer ist, als die Einrichtung zur Oelbeleuchtung macht sich aber durch die spätere Ersparniß und die Bequemlichkeit bald bezahlt.

Lürmann, über den Danks'schen Puddelofenbetrieb. — Zu einer Anlage mit zwölf Danks'schen Oefen gehören drei Cupoloöfen, welche einschließlich eines Root'schen Gebläses und Aufzuges ca. 23350 Thlr. kosten und ein Fundament von 7,65 × 2,45 Meter bei 1,25 m Tiefe beanspruchen. Jeder Danks'sche Ofen kostet loco Middlesborough $3766\frac{2}{3}$ Thlr. und erfordert einen Raum von 3,66 m Länge und Breite. Den dazu gehörigen stehenden Dampfkessel mit 8 Galloway-Röhren und 45 qm Heizfläche hat man auf ca. 1670 Thlr., die Luppenquetsche auf 11330 Thlr. zu veranschlagen. An Stelle des Ausschmiedens und Zertheilens der aus den Luppenquetschen hervorgehenden Kolben unter dem Dampfhammer ist jetzt auf manchen Hütten die Herstellung von Rohschienen in einem Kirk'schen Triowalzwerk getreten. Das aus den Cupoloöfen abgestochene Roheisen wird mittelst einer fahrbaren Krahnpfanne und Rinne in den Danks'schen Ofen eingetragen und dieser nun mit 1 bis 2 Umdrehungen pro Minute in Gang gesetzt, nach Beginn der Schlackenausscheidung werden aber 5 bis 6 Umgänge gemacht. Während

dieses Vorganges wird die heruntergehende Wand des Ofens durch einen darauf gerichteten Wasserstrahl gekühlt. Wenn das aus besten wasserfreien und reinen Erzen mit Schweißschlacke bestehende Futter auf das Metallbad zu wirken beginnt und aufkocht, läßt man den Ofen 8 Umgänge machen, dann aber langsamer umlaufen, wenn das gefrischte Eisen gebildet ist und zusammengewalzt werden soll. Endlich wird die gebildete Luppe mittelst einer Gabel an einem Krahne herausgehoben und zum Squeezer geführt. Die Charge dauert in einem Danks-Ofen fast ebenso lange, als in einem gewöhnlichen Puddelofen (80 bis 100 Minuten), liefert aber eine dreimal so schwere Luppe und es ist demnach die Leistung von 12 rotirenden Oefen gleich derjenigen von 40 gewöhnlichen Puddelöfen zu schätzen. Eine derartige Anlage, welche (excl. Walzwerk) einen Raum von 69 bei 25^m erfordert und ca. 80000 Thlr. kostet, kann jährlich 72 Millionen Pfd. Eisen produciren und braucht 72 Arbeiter, also noch nicht halbsoviel, als bei gewöhnlichen Puddelöfen, auch sind, wenn vom Umschmelzen des Roheisens abgesehen wird, nur halb soviel Kohlen erforderlich, nämlich 50 Pfd. Kohle auf 100 Pfd. fertiges Eisen. — Im Gegensatz zu vorstehenden Schilderungen sieht Herr Helmholtz den Danks'schen Ofen als ein zweifelhaftes Geschenk an, so lange man nur ein Futter mit 3 bis 4 Proc. Kieselsäuregehalt anwenden könne.

Schaltenbrand, über eiserne Bahnschwellen. — Bei dem hier vorgeschlagenen Oberbau sind an Stelle der gewöhnlichen hölzernen Querschwellen solche von Walzeisen angewendet, deren Form derjenigen der Vautherinschwelle sehr ähnlich ist, sich aber von Letzterer dadurch unterscheidet, daß die Füße durch eine umgekrempte Platte zusammengehalten werden. Diese hohlen Schwellen sollen übrigens mit Sand, Lehm oder dergl. ausgefüllt werden, um mehr Gewicht und Widerstandsfähigkeit zu erhalten. Sie würden ca. 2 Mal so theuer als eichene Schwellen sein, lassen aber auch eine mindestens $2^1/_2$ Mal so lange Dauer erwarten und versprechen mancherlei anderweite Vortheile.

Theis, Schiffs- Hoch- und Niederdruckmaschinen. — Für die Dampfer „Etna" und „Lampidoglia" hat der Herr Verf. die hier auf mehreren Blättern dargestellten mit allerhand Verbesserungen ausgestatteten und doch möglichst einfach construirten zweicylindrigen Hochdruckmaschinen entworfen, welche bei 140 Pferden Nominalstärke 560 indirecte Pferdekräfte leisten und pro stündliche Pferdekraft nur 1^k Steinkohle verbrauchen sollen.

Maierski, der Uchusumacanal. — Kurze Schilderung dieses nahezu vollendeten 47 Kilometer langen peruanischen Canales, welcher bestimmt ist, Wasser aus dem Uchusumaflusse nach der Küstenstadt Tacna zu leiten, und welcher, da er sich stets an den steilen Abhängen der verschiedenen Abzweigungen der Cordillere hinzuschlängeln hat, für die Ausführung sehr große Schwierigkeiten bietet.

Dittmar, über Arbeiterwohnungen. — Vortrag über die industrielle, wirthschaftliche und sociale Bedeutung der Arbeiterwohnungen.

Philippi, über gewerbliche Kranken- und Pensionshilfscassen.

Woltersdorf, über Wegmann's Getreide-Reinigungsmaschine. — Bei diesem Apparate erfolgt die Aussonderung der kleinen Steinchen durch das specifische Gewicht und zugleich wird durch die Berührung mit Wasser der Schmutz in der Kerbe und im Bärtchen der Getreidekörner gelöst und entfernt. Für brandiges Getreide ist diese Behandlung besonders vortheilhaft.

Weinhold, Versuche mit Pyrometern. — Die auf der ungleichen Ausdehnung zweier Metalle beruhenden Pyrometer von Gauntlett, von Bock und von Oechsle sind mangelhaft, weil die Metalle nach der Erhitzung nicht wieder ihre ursprüngliche Größe annehmen, Calorimeter und Luftpyrometer sind ihrer complicirten Construction und umständlichen Behandlung wegen für technische Zwecke wenig geeignet, Lamy's Dissociationspyrometer zeigte sich der dem kohlensauren Kalke eigenthümlichen Unregelmäßigkeiten halber als ganz unrichtig, das Siemens'sche Widerstandspyrometer, bei welchem die Temperatur aus der Verminderung der Leitungsfähigkeit eines galvanischen Stromes erkannt wird, bewährte sich dagegen als hinreichend genau und bequem in der Anwendung.

Braunkohle zur Locomotivenheizung. — Auf der böhmischen Nordbahn wurden beim Locomotivbetrieb die Braunkohlen von Kladno, Dux, Karbitz und Mariaschein bezüglich ihrer Verdampfungsfähigkeit (welche von 2,18 bis 4,21 variirte) und bezüglich des Verbrauches auf 1000 Ctr.-Meilen untersucht. Letzterer betrug im Durchschnitt 2,52 à 15,17 Kreuzer, während im Jahre vorher an Steinkohle 1,43 Ctr. à 41,24 Kr. gebraucht worden waren.

Die Eastriverbrücke bei Newyork. — Diese für Eisenbahn-, Pferdebahn-, Fuhrwerks- und Fußgängerverkehr eingerichtete 1827^m lange Brücke besitzt eine Mittelöffnung von 486^m Spannweite und zwei Seitenöffnungen von 284^m Weite, welche nur mit halber Kette überspannt sind, sowie zwei 296 und 476^m weite, mit Fachwerksträgern überspannte und zum Theil auf eisernen Pfeilern ruhende Anfahrbrücken. Sie liegt bei den Thürmen mit der Fahrbahn 36^m hoch über dem Fuße der Thürme, so daß Schiffe von 1000 Tonnen Last ohne Abnehmen der Masten darunter wegfahren können, ist zwischen dem eisernen Rahmwerk, welches an vier Hauptseilen aufgehängt ist, 26^m breit und durch sechs Scheidewände in fünf Brücken abgetheilt, nämlich in zwei äußere Brücken à $5,5^m$ Lichtweite mit doppelten Pferdebahngeleisen und einer Straße für Fuhrwerk, zwei daran stoßende Eisenbahnbrücken von 4^m Lichtweite und eine $4,6^m$ breite Fußgängerbrücke in der Mitte, welche $1,5^m$ höher liegt als die Fahrbahn. Die aus galvanisirtem harten Gußstahldraht gebildeten Kabel haben 40^{mm} Durchmesser und sind durch 104 Absteifungen in jedem Kettenzweige verstärkt. Sie gehen in 24^m Höhe über der Fahrbahn über die aus drei Pfeilern gebildeten und durch gothische Bogen unter sich verbundenen Thürme hinweg und endigen in Ankermauern von ca. 40000^{cbm} Inhalt, indem sie daselbst in Gußstahlketten ausgehen, deren kastenförmige Ankerplatten an der Basis des Mauerwerks liegen. Die Ankermauer auf der Seite von Brooklyn ruht auf einem Roste, diejenige auf der Seite von New-York auf Pfählen; sie ragen bis 27^m über den Wasserspiegel empor und zerfallen in mehrere Etagen, von denen die oberen als Lagerräume, die unteren für eine Untergrundbahn benutzt werden. Bei Untersuchung des Grundes für den Kettenthurm auf der New-Yorker Seite, welcher 120^m vom Ufer steht, fand man 4^m dick schwarzen Schlamm, darunter zwei $1,8^m$ starke Lagen Grobsand und Kies, dann eine 4,5 bis 6^m dicke Triebsand-

lage mit sehr großen Blöcken und bei 25 bis 28^m Tiefe Gneisfelsen. Die Gründung erfolgte mittelst hölzerner Caissons von 25^m Länge und 31^m Breite an der Basis, deren Decke aus vier Lagen von Fichtenbalken à 32^{cm} Seitenlänge gebildet war, und deren 2,9^m hohe geneigte Wände in einen gußeisernen Schuh ausliefen. Die ebenfalls aus Holz construirte, aber innerlich mit Kesselblech bekleidete Luftkammer war 3^m hoch und durch fünf Scheidewände in sechs Kammern abgetheilt. Zum Einlassen der Arbeiter waren zwei Reihen Doppelluftschleußen von 2^m Durchmesser und 2,4^m Höhe vorhanden, welche 30 Mann fassen konnten, und zur Entfernung der gewonnenen Masse diente ein 2,4^m weiter offener Wasserschacht mit Bagger, zur Austreibung des feinen Sandes aber 58 Röhren von ca. 10^{cm} Weite. Zur Beleuchtung wurden 60 Doppelgasbrenner verwandt, die aus zwei in einer der Kammern stehenden Cylindern mit Sauerstoff und Wasserstoff gespeist wurden. (Schluß folgt.)

Albrecht, die Braunkohlenindustrie von Halle und Umgegend. — In der Umgegend von Halle wurden im J. 1872 8165785 Hektol., und im ganzen Regierungsbezirk Merseburg von 7884 Bergleuten 49568269 Hektol. Braunkohle im Gesammtwerthe von 3383948 Thlr. gefördert. Ein Theil dieser Kohle wird lediglich als Brennmaterial verwandt und zwar theils als sogen. klare Kohle im Zustande der Förderung für technische Feuerungen aller Art, theils in ausgesuchten großen Stücken zur Stubenfeuerung, theils in Form von Preßsteinen zu demselben Zwecke. Von letzteren unterscheidet man Naß- und Trocken-Preßsteine, wovon erstere noch theilweise per Hand fabricirt worden, indem die klare Kohle mit Wasser angegossen, mit den Füßen geknetet und dann geformt wird. Beim Formen mit der Hertel'schen Presse ist die Zubereitung ganz ähnlich, auch das Produkt ebenso wasserreich, indem die Ziegel in frischem Zustande 50 bis 60, im lufttrockenen 30 Proc. Wasser halten. Beim Trockenpressen muß die Kohle zunächst getrocknet werden, indem man sie staffelförmig abfallende Bleche hinabrutschen und dabei von einem heißen Luftstrome bestreichen läßt; zum Pressen dienen hierauf Stempelpressen, welche ovale Briquettes kleineren Formates erzeugen (1000 Stück aus 4 Tonnen frischer Kohle), und das Produkt enthält nur 10 bis 15 Proc. chemisch gebundenes Wasser. Eine zweite wichtige Verwendung der Braunkohle der Halle'schen Umgegend ist die Verschweelung auf Theer und die Erzeugung von Mineralölen und Paraffin aus diesem Theer. Zu dieser Fabrikation eignen sich aber nur gewisse Braunkohlensorten, die sich durch lehmgelbe bis rostbraune Farbe, durch schmierige Beschaffenheit im frischgeförderten und erdige Beschaffenheit im lufttrockenen Zustande, sowie durch geringes Gewicht auszeichnen. Die reinsten Sorten der Schweelkohlen geben 11 bis 13^k, die mittleren 6,8 bis 8,5, noch geringere 4,5 bis 6,5^k Theerausbeute pro Hektoliter. Lagern die Kohlen unter oder in Thon, so wird daraus ein schwererer und minder guter, weil creosotreicher Theer gewonnen, der nur noch auf Paraffin verarbeitet werden kann. Bei der Erzeugung des Theeres bedient man sich theils liegender Retorten, theils eines continuirlichen Schweelprocesses, bei welchem an Feuerkohle gespart, auch ein leichterer Theer gewonnen wird, wogegen die Destillation in Retorten etwas mehr Theer und bei der weiteren Verarbeitung desselben mehr Paraffinausbeute giebt. Die zu 12 bis 24 Stück in einem Ofen mit Querfeuer liegenden und am hintern Ende mit einem knieförmigen Abgangsrohr versehenen Retorten sind 730 bis 890^{mm} breit, 235 bis 340^{mm} hoch und 2,5 bis 3^m lang, werden etwa 50^{mm} hoch mit Kohle gefüllt und sind vorn durch einen Deckel geschlossen. Die hinten abziehenden Gase treten in ein gemeinsames Sammelrohr und passiren dann ein System von Röhren, in welchem sie sich zu Theer condensiren. Jede Retorte verarbeitet in 24 Stunden ca. 5 Hektoliter Kohlen, wobei zur Feuerung ebenfalls 3^3/$_4$ bis 5 Hektol. Kohle erforderlich sind. Bei dem Rolle'schen Schweelapparat fällt die Kohle in einem von außen geheizten, 3,75 bis 5^m hohen, 0,94 bis 1,88^m weiten Cylinder hinab, in dessen Achse ein System von glockenförmigen Ringen übereinander aufgestellt ist, welches den Querschnitt bis auf 50 bis 90^{mm} Zwischenraum ausfüllt. Die sich entwickelnden Gase entweichen unter die Glocken, aus denen sie durch einen Exhaustor ausgesogen werden, der abgeschweelte Coke fällt aber in einen am Fuße des Cylinders angebrachten Conus und wird nach 1 bis 2 Stunden durch Oeffnen eines Schiebers ausgezogen. Ein 5^m hoher Cylinder von 1,88^m Durchmesser leistet in 24 Stunden ca. 44 Hektol. und braucht zur Feuerung nur 22 bis 33 Hektol. Kohle, kann auch 1^1/$_2$ bis 3 Monate ununterbrochen fortarbeiten. Ist nun der erzeugte Theer wasserfrei gemacht, so wird er in 35 bis 50 Ctr. haltenden Blasen nach Vorlagen mit Wasserkühlung abdestillirt, wobei Rohöle und Rohparaffinmasse erhalten werden. Letztere wird einem 4 bis 6 Proc. englische Schwefelsäure führenden Luftstrome ausgesetzt, um die Brandharze auszuscheiden, ehe die Paraffinmasse in die Krystallisationsgefäße abgelassen wird. Die auskrystallisirten Paraffinschuppen werden sodann durch zweimaliges Pressen von anhängendem schweren Oel gereinigt, hierauf zweimal mit Photogen eingeschmolzen und einer Pressung mit 200 bis 300 Atmosphären ausgesetzt, ferner mit gespannten Wasserdämpfen behandelt, endlich mit Theerkohle zusammengerührt, und durch Papier filtrirt, ehe Blöcke oder Kerzen gegossen werden können. Die Rohöle und Abfälle der Paraffinfabrikation werden andrerseits mit Natronlauge behandelt, um das Creosot zu beseitigen, dann mit Schwefelsäure ihrer Harze befreit und rectificirt, was wiederholt werden muß, um Photogen und Solaröl daraus zu gewinnen. Der Theer liefert 15 bis 17 Proc. Paraffin und 30 bis 36 Proc. gute helle Mineralöle, woneben noch 10 bis 15 Proc. schwere, nur zur Schmierefabrikation taugliche Paraffinöle gewonnen werden. Außerdem fallen als Nebenprodukte: Asphalt oder Goudron, Creosot und Creosotöl. Im Jahre 1871 erzeugten 41 Theerschweelereien mit 1844 liegenden und 610 stehenden Retorten ans 2639676 Tonnen Schweelkohle 676477 Ctr. Theer und brauchten hierzu 2353551 Tonnen Feuerkohle.

Böck's Versuche über den Kraftaufwand beim Walzen von Blech. — Nach dem „Berg- und hüttenmännischen Jahrbuch der k. k. Bergakademien zu Leoben und Pribram, XXI. Band" hat Hr. Docent Böck den zum Walzen eiserner Bleche erforderlichen Kraftaufwand aus der vom Schwungrade abgegebenen lebendigen Kraft ($L = J . \frac{\omega^2}{2}$, wenn J das Trägheitsmoment des Schwungrades und ω die Winkelgeschwindigkeit bedeutet) zu bestimmen versucht und zu dem Ende die Umgänge der Schwungradwelle mittelst eines Telegraphenapparates verzeichnen lassen, während gleichzeitig Indicatordiagramme an der das Walzwerk treibenden 300pferdigen Dampfmaschine mit Meyer'scher Expansionssteuerung abgenommen wurden. Die Diagramme beim Leergange der Maschine zeigten bei 48 Spielen 56,5 Pferdekräfte an (die

ſenden Walzenſtraßen inbegriffen), während der Arbeit vom 10. bis 20. Durchgange des Bleches durch die die auf die Walzenſtraße übertragene Arbeit von 69,4 3,6 Pferdekräfte, die vom Schwungrade abgegebene von 116 auf 816 Pferdekräfte und der auf das Walzen dete totale Effect pro Secunde von 177 auf 319 räfte, und es veränderten ſich inzwiſchen die Dimen- des 2213^{mm} langen, 1159^{mm} breiten und 36^{mm} dicken auf 6058^{mm} Länge, 1185^{mm} Breite und 13^{mm} Dicke.

rift des Architekten- und Ingenieur-Vereines zu nnover. Band XIX, 1873, Heft 3.

äß, die Bewäſſerungsanlagen Oberitaliens. eritalien iſt durch ſeine vortrefflichen Bewäſſerungsan- in einen blühenden Zuſtand verſetzt worden, beſitzt aber 000 Kilometer an größeren und kleineren Canälen, deren Ausführung die großartigſten Planirungsarbeiten ommen worden ſind. In den bewäſſerten Gegenden hauptſächlich Reis- und Wieſencultur betrieben, ſowie eträchtliche Milch- und Käſewirthſchaft bei Stallfüt- Zur Verwaltung der Bewäſſerungsanlagen beſtehen Genoſſenſchaften, von denen diejenige weſtlich der Seſia r bedeutendſten iſt, indem ſie im J. 1871 42 Special- nſchaften und 9000 Intereſſenten auf 60000 Hektaren umfaßte und 1285531 Lire Einnahmen aus Waſſer- zielte, wovon jedoch nach Abzug aller Koſten nur 37000 eberſchuß verblieben. Indem wir bezüglich der Details dieſe Anlagen auf unſere Quelle verweiſen, entlehnen erſelben noch einige Notizen über die Waſſermeſſung. ntheilung des Waſſers erfolgt nach ſogen. Moduli und iſt der älteſte Piemonteſiſche Modulus, die Rota oder on Michelotti, eine Seitenöffnung von 1 Fuß (0,51^{m}) adrat, deren Oberkante im Niveau des Oberwaſſerſpie- egt, ſo daß ſie pro Secunde 0,33^{cbm} Waſſer austreten In der Lombardei gelten beſonders die Moduli von Pavia, Verona und Mantua und hiervon iſt der erſte Seitenöffnung von 0,3415^{m} Breite bei 0,0379^{m} Höhe 0,0991^{m} Druckhöhe, der zweite eine Mündung von ^{m} Breite und 0,1572^{m} Höhe unter 0,0786^{m} Druckhöhe, itte eine quadratiſche Mündung von 0,343^{m} Seitenlänge 0,0571^{m} Druckhöhe und der letzte eine ebenſolche Mün- von 0,4668^{m} Seitenlänge unter 0,0778^{m} Druckhöhe. efern alſo ſehr verſchiedene Waſſermengen pro Secunde re Einrichtung iſt überdies ſo unvollkommen, daß weder leichförmige Waſſerabgabe, noch die Verhütung von äuchen möglich iſt. Vollkommener iſt der Mailänder , deſſen Einheit (der Waſſerzoll) in einer Oeffnung von ^{m} Breite und 0,1983^{m} Höhe unter 0,0991^{m} Druckhöhe Dieſe Oeffnung iſt in einer 0,15^{m} dicken Granit- armorplatte ausgeſchnitten, welche am Ende einer 5,4^{m} bedeckten Kammer mit um 0,15^{m} einſpringenden Wän- gebracht iſt. Am obern Ende dieſer Kammer befindet n Stellſchütze zur Regulirung der Druckhöhe über dem , oft iſt ſogar in der Kammer in der Höhe des nor- Waſſerſtandes ein Blindboden angebracht. Der Boden mmer ſteigt allmälig bis zur Oeffnung an und die nte der Letzteren liegt in einer feſtbeſtimmten Höhe em Boden der Auslaßſchleuße. Wenn mehr als 1 Waſ- abgegeben werden ſollen, ſo wird die Lichtweite der ng einfach in demſelben Verhältniß erweitert. Seit 1865 iſt geſetzlich für neue Conceſſionen ein Modulus von 100 Litern in der Secunde vorgeſchrieben, welcher mit Hilfe von Ueberfällen abgegeben wird. Unſere Quelle enthält auch Angaben über den Waſſerbedarf für Reis- und Wieſencultur, ſowie über die Handhabung der Bewäſſerung.

Frühling, der Neubau der Weſerſchleuße bei Hameln. — Bei Hameln wird die Weſer durch eine Inſel in zwei Arme getheilt, welche durch hölzerne Wehre geſperrt ſind. Um nun die Schifffahrt zu ermöglichen, beſtand ſeit 1733 eine Schleuße von 51,4^{m} Länge und 6^{m} Weite mit einem Paar Thore; dieſelbe war aber in der Nähe der Umläufe ſo undicht geworden, daß eine Erneuerung nicht länger beanſtandet werden konnte, und dieſer Bau iſt der Gegenſtand obigen intereſſanten Aufſatzes. Die neue Schleuße mißt zwiſchen den Drempelſpitzen 56,66^{m}, iſt 11,1^{m} weit zwiſchen den geböſchten Kammermauern und in den Seitenmauern bis zu 0,5^{m} über den höchſten Waſſerſtand der Weſer aufgeführt. Der Vorhafen vor den Oberhaupte bietet für 6 Maſtſchiffe von 35 bis 47^{m} Länge und 6 bis 7,5^{m} Breite und für ein Dampfſchiff von 52^{m} Länge und 10,8^{m} Breite Raum, der Vorhafen beim Unterhaupte aber für ein Dampfſchiff und 2 Maſtſchiffe Platz und die ganze Länge des Bauwerkes incl. Vorhäfen beträgt 288,3^{m}. Die Schleuße iſt auf Beton fundirt und in Bruchſtein mit Sandſteinbekleidung ausgeführt. Zur Waſſerhaltung dienten zwei Waſſerſchnecken von 9,64^{m} Länge und 0,875^{m} innerem Durchmeſſer, welche durch eine zwölfpferdige Dampfmaſchine getrieben wurden. Waſſermeſſungen mittelſt Schützen ergaben bei 27 Umdrehungen und 24° Neigung der Schneckenachſe eine Hubwaſſermenge von 0,082^{cbm} und ein gleichzeitig vorgenommener Bremsverſuch führte auf einen Nutzeffect von 63,7 bis 71,3 Procent. Der Beton wurde aus 2 Th. gut geſiebtem Steinſchlag und 1 Th. hydrauliſchen Mörtel (beſtehend aus 1 Th. Traß, 1 Th. Kalk und 1 Th. Sand = $2^1/_4$ Th. Mörtel) hergeſtellt und es wurden zu 1^{cbm} Beton 0,95^{cbm} Steinſchlag verbraucht. Während wir bezüglich der Fortſchritte, Geſtehungskoſten, beſonderen Erlebniſſe des Baues u. ſ. w. auf unſere Quelle verweiſen müſſen, können wir in Betreff der Schleußenthore referiren, daß dieſelben aus einer gebogenen Blechwand beſtehen, welche ſich gegen die Wendeniſchen als Widerlager ſtützt, daß alſo hier die Blechdecke nicht blos als Bekleidung des eiſernen Gerippes benutzt iſt. Auch die Drehbrücke, deren Lichtweite 11,63^{m} und deren Breite 2,92^{m} beträgt, iſt in Eiſen als Fachwerksträger von I Eiſen conſtruirt; ſie iſt ungleicharmig, auf dem kürzeren Arme aber mit Gegengewichten belaſtet und wird mit Hilfe eines feſtliegenden Zahnkranzes auf dem Widerlager bewegt.

Keck, eiſerne Fußgänger- und Fahrbrücke. — Dieſe für Japan beſtimmte Brücke wurde von der Firma Balcke, Kuntze & Comp. in Oberhauſen an der Ruhr ausgeführt und mußte mit Rückſicht auf Transport und auf die Schwierigkeit der Vernietung an Ort und Stelle ſo conſtruirt werden, daß ſie aus einzelnen, nicht über 4,39^{m} langen Stücken beſtand, welche mittelſt coniſcher Schraubenbolzen unten verbunden werden konnten; auch war ein paraboliſcher Oberbau vorgeſchrieben. Die 36,09^{m} langen Hauptträger haben eine gerade Untergurtung und eine paroboliſche obere Gurtung erhalten, ſind in 10 Felder von je 3,609^{m} Länge getheilt und in der Mitte 4,39^{m} hoch. Die einzelnen Gurtungsſtücke ſind ſo lang, wie der Abſtand von einem Knoten-

punkte zum anderen und fertig vernietet abgeliefert worden. Die Gurtungen bestehen aus vier Winkeleisen, welche in der obern Gurtung kastenartig zusammengestellt sind, ebenso sind die Verticalen der Hauptträger aus je 4 Winkeleisen gebildet, die Diagonalen aber aus Zugbändern. Die Brückenbahn wird von 8 Längsbalken, welche auf den Querträgern ruhen getragen; Letztere bestehen aus Blechbalken. Die Geländer, welche in kurzen von einem Querträger zum andern reichenden Stücken gefertigt sind, sind leichte Gitterträger. Die statische Berechnung ist beigefügt und es ist hierbei auf 1700^k permanente Last pro lauf. Meter und auf 380^k fremde Last pro $\square^m$ Brückenbahn gerechnet. Zu dieser $6{,}9^m$ breiten Brücke sind 38750^k Schmiedeeisen, 6786^k Gußeisen und 19860^k Holz verwendet worden.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrg. XXIV, 1874, Heft 1 bis 2.

Wiebe, über das Verhalten des Wasserdampfes bei seiner Wirkung in den Dampfmaschinen. — In dieser noch nicht abgeschlossenen Abhandlung sucht der Herr Verf. aus den Arbeiten von Clausius, Zeuner, Grashof rc. über mechanische Wärmetheorie bequeme Näherungsformeln abzuleiten. Für den Zusammenhang zwischen Temperatur, Spannung und Dichtigkeit des gesättigten Wasserdampfes wird z. B. die Formel

$$\frac{\gamma}{\mathfrak{A}}(424 + t) = 317{,}5 = \frac{424 + t}{\mathfrak{B}.\mathfrak{A}}$$

$$t = \frac{317{,}5}{\frac{\gamma}{\mathfrak{A}}} - 424 = 317{,}5\,\mathfrak{B}\mathfrak{A} - 424$$

aufgestellt, in welcher $\mathfrak{B}$ das Volumen der Gewichtseinheit, $\mathfrak{A}$ die Spannung in Atmosphären, γ die Dichtigkeit und t die Temperatur bedeutet und welche innerhalb der Spannung von 0,6 und 10 Atmosphären sehr gut paßt. Für überhitzten Wasserdampf wird gefunden

$$t = 373\,\mathfrak{A}^{0{,}2248} - 273 = 431{,}33\left(\frac{1}{\mathfrak{B}}\right)^{0{,}29} - 273$$
$$= 431{,}33\,\gamma^{0{,}29} - 273,$$

für gesättigten Wasserdampf aber

$$t = 524\,\mathfrak{A}^{0{,}06041} - 424 = 541{,}2\left(\frac{1}{\mathfrak{B}}\right)^{0{,}0643} - 424$$
$$= 541{,}2\,\gamma^{0{,}0643} - 424 \text{ und}$$
$$\frac{1}{\mathfrak{B}} = \gamma = \left(\frac{\mathfrak{A}}{1{,}7045}\right)^{\frac{1}{1{,}0643}} = 0{,}6059\,\mathfrak{A}^{0{,}9396}.$$

Diese einfache Formel liefert innerhalb der angegebenen Grenzen hinreichend genaue Werthe.

Garcke, Material, Fabrikation und Verschleiß der Eisenbahnschienen. — Bei aufmerksamer Beobachtung des Schienengestänges läßt sich eine gewisse Mannichfaltigkeit des Verschleißes, sowie der Umstand, daß einzelnen Werken hierin besondre Eigenthümlichkeiten angehören, nicht verkennen, obwohl andrerseits gewisse Fehler allen Schienen gemeinsam sind. Es liegt dies darin, daß zwar die Fabrikationsmethode im allgemeinen dieselbe ist, daß aber dabei die Verschiedenheit des Materials, der Packetirung und sonstigen Behandlung auch entsprechende Unterschied erzeugt. Der Hauptübelstand bei der Schienenfabrikation liegt darin, daß die verschiedenen Materialien, aus denen eine Schiene gebildet wird, nie vollkommen zusammengeschweißt werden können, weil jedes eine verschiedene Schweißhitze besitzt, und daß ferner durch die Verschiedenheit der Längenausdehnung bereits bei der Fabrikation die Ueberanstrengung und theilweise innere Zerstörung d[…] einen oder andern Materiales hervorgerufen wird. S[…] mangelhafte Schienen müssen namentlich durch Umwalzen verschlissener Schienen hervorgehen, da in diesem Falle die verschiedenen Eisensorten planlos untereinander zu liegen kommen; aber auch dann, wenn die Schienen aus frisch gepuddeltem Luppeneisen erzeugt werden, muß die Zusammenstellung mit großer Vorsicht geschehen. In den Kopf ist es nicht zweckmäßig, sehniges Eisen zu nehmen, da dieses in Folge häufig vorkommender Schweißfehler sich unter wiederholten, vertical gegen die Fasern gerichteten Schlägen leicht in einzelne Fäden theilt. Kaltbrucheisen eignet sich hierzu viel besser, da es einen sehr glatten, harten, sich regelmäßig abnutzenden Kopf giebt und eine große Schweißfähigkeit besitzt; es wird aber aus dem Grunde vermieden, weil es in kaltem Zustande leichter als andere Eisensorten bricht. Feinkorneisen und Puddelstahl, welche nur durch die Härteprobe zu unterscheiden sind, geben sehr gute Köpfe, sind aber der Blasenbildung beim Puddeln unterworfen, in deren Folge später die sogenannten Druckflecke entstehen, sind auch nur schwierig gut mit sehnigem Eisen zusammenzuschweißen. (Schluß folgt.)

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXV. Jahrg. 1873. Heft 9—12. (Schluß.)

Ueber die Gesteinsbohrmaschinen von Burleigh und Sachs. — Nach vergleichenden Versuchen, welche in Preibram beim Ausbrechen des Sturzraumes eines Füllortes angestellt wurden, und über welche im Jahrbuche der k. k. Bergakademie zu Leoben und Preibram Bd. XXI eingehender Bericht erstattet wird, scheint die Burleigh'sche Gesteinsbohrmaschine eine bedeutend größere Leistung zu geben, als die Sachs'sche, doch sind die Versuche wohl kaum hinreichend lange fortgesetzt worden, um entscheidend genannt werden zu können. Die Burleigh'sche Maschine hat in 1 Minute effectiver Bohrzeit (wobei aber die Zeit für Bohrerwechsel und Fixirung der Maschine mit inbegriffen ist) in festem Diorit 24^{mm} Loch geschlagen oder $2^1/_4$ mal soviel als die Sachs'sche Maschine und dieser Mehrerfolg soll darin begründet sein, daß die Aufstellung der ersteren rascher und sicherer, das Einwechseln der Bohrer minder umständlich und seltener nöthig und der Bau der Maschine solider und weniger Reparaturen unterworfen ist.

Hatzfeld's Holzimprägnirungsmethode. — Auf Grund der Beobachtung, daß sich das gerbsäurereiche Eichenholz sehr gut gegen Fäulniß hält, macht Hatzfeld den Vorschlag, das Holz mit Gerbsäure und darauf mit holzessigsaurem Eisenoxyd zu imprägniren.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem zwanzigsten Bande des

Civilingenieur.

№ 3.

Literatur.

Die geometrische Construction von Weichenanlagen für Eisenbahngeleise mit zahlreichen Tabellen und Rechnungsbeispielen für den praktischen Gebrauch bearbeitet von L. Pinzger, Professor an der Königl. Rheinisch-Westphälischen polytechnischen Schule zu Aachen. Mit 73 Figuren auf 12 lithographischen Tafeln. Aachen. J. A. Mayer. 1873.

Während die Berechnung von Weichen und Geleisverbindungen zeither mit Anwendung der Kreisfunctionen durchgeführt zu werden pflegte, hat der Herr Verfasser obigen Werkes dabei die Parabeltheorie zu Grunde gelegt, wodurch weit einfachere und übersichtlichere Endresultate erzielt worden sind, welche trotzdem der erforderlichen Genauigkeit nicht ermangeln. Zur weiteren Erleichterung sind überdies noch zahlreiche Tabellen beigegeben, welche für die in der Praxis am häufigsten vorkommenden Fälle berechnet sind. Die Figuren sind kräftig und in zweckmäßigem Maaßstabe gezeichnet, auch ist der correcte und deutliche Druck zu loben. Wir sind überzeugt, daß die hier vorgetragene Berechnungsweise von Weichen und Geleisen sich bald einbürgern und die zeitherige weitschweifigere Methode verdrängen werde.

Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik von Dr. Julius Weisbach, weil. Königl. sächs. Ober-Bergrath und Professor an der sächs. Bergakademie zu Freiberg. Fünfte verbesserte und vervollständigte Auflage bearbeitet von Gustav Herrmann, Professor an der Königl. polytechnischen Schule zu Aachen. In drei Theilen. Erster Theil: Theoretische Mechanik. Mit gegen 1000 in den Text eingedruckten Holzstichen. Neunte und zehnte Lieferung. Braunschweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. 1873.

Auch in diesem Doppelhefte der fünften Auflage der Weisbach'schen Ingenieur- und Maschinen-Mechanik hat der Herr Bearbeiter eine Menge von Zusätzen und Verbesserungen angebracht, um dieses Werk auf dem neuesten Standpunkte der Wissenschaft zu erhalten. Dieselben betreffen namentlich die Lehren vom Pendel, vom Stoß, vom Gleichgewicht und Druck des Wassers und der Luft und endlich vom Ausfluß des Wassers, auch sind die Beispiele auf das metrische System umgerechnet und vermehrt worden.

Gemeinnütziges mathematisch-technisches Tabellenwerk. Eine möglichst vollständige Sammlung von Hilfstabellen für Rechnungen mit und ohne Logarithmen. Nebst zeitentsprechenden Maaß-, Gewichts- und Geldrechnungs-Tabellen insbesondere für das metrische und englische, österreichische und preußische Maaß- und Gewichtssystem. Von Josef Hrabák, Professor der Maschinenkunde an der Bergakademie in Přibram. Stereotypausgabe. Leipzig. Druck und Verlag von B. G. Teubner. 1873.

In diesem Tabellenwerke sind Tabellen der reciproken Werthe aller vierziffrigen Zahlen, der häufigst vorkommenden Potenzen, Wurzeln, Kreisfunctionen, der gemeinen Logarithmen und der wirklichen Längen der trigonometrischen Linien, der Fallgeschwindigkeiten, der statischen Momente und Wellenstärken, der einfachen Factoren, Umwandlungstabellen für Duodecimaltheile in Decimalbrüche, für gemeine Brüche in Decimalbrüche und umgekehrt, ausführliche Maaß- und Gewichts-Vergleichungstabellen, Reductionstabellen für metrisches, österreichisches, preußisches und englisches Maaß und Gewicht, sowie für Formeln in diesen Maaßsystemen, Tabellen der Dichte und Gewichte der Körper, ausführliche Gewichtstabellen für Eisen, endlich Tabellen für Zinseszins- und Renten-Rechnungen enthalten. Dasselbe umfaßt daher alle für die gewöhnlichen Rechnungen der Techniker erforderlichen Hilfstabellen und ist dabei durch schöne Ausstattung, deutlichen Druck und zweckmäßiges Arrangement ausgezeichnet.

Die Grundlehren der mechanischen Wärmetheorie nebst einer Beschreibung der wichtigeren Heißluft-, Gas- und Dampfmaschinen und Anwendung jener Lehren zur Berechnung der Leistungsfähigkeit dieser Maschinen. Für Ingenieure, Maschinenbauer und Industrielle, sowie für die Zöglinge höherer gewerblicher oder technischer Anstalten gemeinfaßlich bearbeitet von Robert Röntgen, Lehrer an der städtischen Realschule zu Remscheid. Zweiter Theil: Theorie der Dämpfe und ihre Anwendung auf die Berechnung der Condensatoren, des Giffard'schen Injectors und der Dampfmaschinen. Nebst einem Anhange zum ersten Theile. Mit 43 eingedruckten Holzschnitten. Jena, Hermann Costenoble. 1874.

Bei Abfassung des vorliegenden Werkes hat der Herr Verf. hauptsächlich den Zweck verfolgt, die Wärmetheorie für weitere Kreise zugänglich zu machen und sie daher so faßlich

und klar vorzutragen, daß sie auch dem minder Gebildeten verständlich werde. Man darf also darin weniger nach Erweiterungen der Wissenschaft suchen, sondern muß die Methode des Vortrages als die Hauptsache ansehen. In dieser Beziehung ist besonders auf den Anhang des vorliegenden Bandes hinzuweisen. Von der auf dem Titel versprochenen Beschreibung der wichtigeren Dampfmaschinensysteme hat übrigens der Herr Verf. abgesehen und dafür die Berechnung dieser Maschinen eingehender behandelt, was jedenfalls nur zu billigen ist.

Hilfsbuch für den Dampfkesselbetrieb, die Gewichts- und Druckvergleichungen. In zahlreichen mathematischen und technischen Anwendungen. Berechnet und zusammengestellt von Friedrich von Gutbier, Techniker in Dresden. Mit 4 Holzschnitten im Text. Kiel und Leipzig. K. von Wechmar. Verlagsbuchhandlung. 1874.

Obiges Werkchen enthält eine vollständige Sammlung der im deutschen Reiche, in Sachsen, Preußen und Oesterreich geltenden Dampfkesselgesetze, Auszüge aus der Eisenbahngesetzgebung, ausführliche Tabellen über die Belastung der Sicherheitsventile, vergleichende Tabellen über Atmosphärendruck und Druck pro Quadratzoll (englisch, rheinisch, österreichisch, sächsisch), sowie über Längenbelastungen, endlich vergleichende Gewichtstabellen (Tonnen, Centner, Pfunde). Gleich ausführliche Tabellen sind unsers Wissens noch nicht vorhanden, auch die vollständige Sammlung der genannten verschiedenen Dampfkesselgesetze wird namentlich für Maschinenbauanstalten von Werth sein, welche mit den betreffenden Ländern arbeiten.

Zur Latrinenfrage. Eine Studie mit Beziehung auf die Verhältnisse Stuttgarts. Von A. Lauber, städtischer Ingenieur in Stuttgart. Mit Holzschnitten. Stuttgart, 1873. Schickhardt & Ebner.

Die Latrinenfrage ist schon für mittlere Städte eine höchst schwierige und aus diesem Grunde ist eine umsichtige, vorurtheilsfreie und populär geschriebene Prüfung der verschiedenen Systeme, wie sie vorliegendes Schriftchen bietet, nicht blos von rein localem Interesse, sondern einer allgemeinen Beachtung werth. Begreiflicherweise gelangt der Herr Verf. zum Tonnensystem als dem natürlichsten Auswege, empfiehlt aber für dasselbe einige wesentliche Verbesserungen.

Mittheilungen der Königl. Sächs. Polytechnischen Schule zu Dresden. Heft 3. Versuche über Leistung und Arbeits-Verbrauch der Werkzeugmaschinen, ausgeführt unter Mitwirkung der Studirenden der mechanischen Abtheilung des K. S. Polytechnicum zu Dresden von Dr. E. Hartig, Professor der mechanischen Technologie. Mit 24 lithographirten Tafeln. Leipzig, Druck und Verlag von B. G. Teubner. 1873.

Wer die von dem Herrn Verf. obigen Werkes schon früher veröffentlichten Versuche über den Kraftbedarf von Spinnerei- und Tuchfabrikationsmaschinen kennt, der wird auch dieses neueste Werk mit großen Erwartungen in die Hand nehmen, aber er wird dieselben über Erwarten befriedigt finden, sowohl bezüglich der Vollständigkeit in der Auswahl der geprüften Maschinen (69 verschiedene Scheeren, Durchschnitte, Sägen, Hobelmaschinen, Bohr-, Frais-, Schraubenschneid-, Schleif-Maschinen, Drehbänke, Krahne, Ventilatoren u. s. w.), als auch bezüglich der musterhaften Anordnung und Durchführung der Versuche und endlich auch bezüglich der geistvollen Ableitung und lichtvollen Darlegung der gewonnenen Resultate. Gehört einerseits zur Durchführung derartiger Versuche außer im Allgemeinen günstigen Verhältnissen eine seltene Energie, große Beobachtungskunst und außerordentlicher Forschungseifer, so ist andrerseits zur Ableitung brauchbarer Resultate aus denselben eine unermüdliche Arbeitskraft, ein echt wissenschaftlicher Sinn und ein gebildetes praktisches Gefühl erforderlich, wie sie äußerst selten in einer Person vereinigt gefunden werden dürften. Aus der Combination dieser Eigenschaften ist aber auch ein Werk entstanden, das im Maschinenbau epochemachend dasteht und nicht nur der deutschen Literatur zur höchsten Ehre gereicht, sondern ohne Zweifel auch dem deutschen Maschinenbau zur Förderung gereichen wird.

Die Brücken der Gegenwart. Systematisch geordnete Sammlung der geläufigsten neueren Brückenconstructionen, gezeichnet von Studirenden des Brückenbaus an der Kgl. rheinisch-westphälischen polytechnischen Schule zu Aachen. Zum Gebrauch bei Vorlesungen und Privatstudien über Brückenbau, sowie bei dem Berechnen, Entwerfen und Veranschlagen von Brücken zusammengestellt und mit Text begleitet von Dr. F. Heinzerling, Kgl. Baurath und Professor an der Kgl. rheinisch-westphälischen polytechnischen Schule zu Aachen. Erste Abtheilung. Eiserne Brücken. Heft 1. Eiserne Balkenbrücken mit vollen Wandungen. Mit 6 lithographirten Tafeln in groß Doppelfolio und 7 Bogen Text mit 11 Holzschnitten. Aachen, Verlag von J. A. Mayer. 1873.

Die „Brücken der Gegenwart" sind kein Handbuch der Brückenbaukunde, sondern eine systematische Beispielsammlung von neueren Brückenconstructionen, wie sie jeder Studirende des Brückenbaues sich zu verschaffen trachten muß, begleitet von einem Texte, welcher außer historischen Notizen die erforderlichen Angaben und Formeln für die statisch-numerische Berechnung und für die Construction im Allgemeinen und im Detail, sowie die Beschreibung der dargestellten Brücken sammt Angaben über Gewicht, Kosten u. s. w. enthält. Jedes Heft bildet eine Art abgeschlossene Monographie über die darin dargestellte Gattung von Brücken und zwar enthält das 1. Heft die eisernen Balkenbrücken mit vollen Wandungen, während das 2. die Fachwerk- und Gitterbrücken mit parallelen Gurtungen, das 3. diejenigen mit polygonalen Gurtungen, das 4. die eisernen Stütz- und das 5. die eisernen Hängebrücken behandeln wird. Die 2. Abtheilung soll dann die steinernen und die dritte Abtheilung die hölzernen Brücken tractiren, auch wird ein Heft die beweglichen Brücken in Eisen und Holz darstellen. Die Ausführung der Tafeln ist eine vorzügliche zu nennen und ebenso ist von dem begleitenden Texte zu rühmen, daß er in gedrängter Kürze alles das zusammenfaßt, was bei der Construction einer Brücke zu bedenken und zur numerischen Berechnung erforderlich ist. Vorliegendes Brückenwerk darf also namentlich auch des Beifalles der Constructeurs sicher sein.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrg. XXIV, 1874, Heft 1 bis 2. (Schluß.)

Sasse, die Geschwindigkeitsformel des Woltmann'schen Flügels. — Bei der Aufsuchung der Abhängigkeit zwischen der Geschwindigkeit des Wassers (v) und der Umdrehungszahl des Flügels (n) bedient man sich vorzugsweise der einfachen Formel $v = \alpha + \beta n$, wo α und β Constante sind, die mit Hilfe der Methode der kleinsten Quadrate aus einer größeren Zahl von Versuchen abzuleiten sind. Trägt man aber die Versuche graphisch auf, indem man die Zeiten t als Abscissen, die Umdrehungszahlen n als Ordinaten verzeichnet und die Enden der Letzteren durch eine gebrochene Linie verbindet, so sieht man bisweilen, daß sich dieser gebrochenen Linie eine Curve besser anschließt, als eine Gerade und man hat dann die Formeln $t = \alpha - \beta n^2$, $t = \alpha - \beta \sqrt{n}$ oder $t^2 = \alpha - \beta n$ zu versuchen, je nachdem die Curve zur Abscissenachse concav, oder dazu convex, oder concav und so gekrümmt ist, daß sie für $t = 0$ den höchsten Werth giebt. Der Herr Verfasser führt als Beispiel die Bestimmung der Formel für einen Flügel durch und es zeigt sich in diesem Falle, daß die Gleichung der geraden Linie eine nahezu ebenso gute Uebereinstimmung giebt, als die letzte Gleichung, während die beiden andern Formeln unbrauchbar sind.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXV. Jahrg. 1873. Heft 13—15.

Schmidt, über den Ausfluß der Gase durch ein cylindrisches Ansatzrohr. — Es nicht möglich, über diese Abhandlung ausführlich zu referiren; wir wollen jedoch hier bemerken, daß sie auf die Schlußfolgerung führt, daß die Geschwindigkeit im contrahirten Querschnitt eines cylindrischen Ansatzrohres im Beharrungszustande niemals größer werden könne, als die Schallgeschwindigkeit.

Migotti, über Cremona's Behandlung der graphischen Statik mit Hilfe der reciproken Figuren. — In dieser interessanten Abhandlung wird dargethan, daß sich das Kräfte- und Seilpolygon auf zwei reciproke Diagramme zurückführen lassen, auch werden mehrere complicirtere Beispiele vorgeführt.

Winkler, die Stahlschienen der französischen Eisenbahnen. — Auf der Ostbahn hat man in den am meisten beanspruchten Strecken nebeneinander Eisenschienen von 35 und Bessemerstahlschienen von 30^k Gewicht pro lauf. Meter verlegt und gefunden, daß letztere eine weit größere Dauer geben und eine sehr regelmäßige Abnutzung von 1^{mm} für 26 Millionen Tonnen darüber geführte Last zeigen. Die Stahlschienen besitzen einen $1^1/_2$ mal so großen Grenzcoefficienten (Spannung an der Elasticitätsgrenze) und ihre Widerstandsfähigkeit gegen Rost ist noch günstiger. Auf der Linie der Nordbahn hat man bei den Stahlschienen eine gleichförmige Abnutzung von 1^{mm} pro 20 Mill. Tonnen Verkehr und eine gegen Eisenschienen mehr als 2 mal so große Spannung an der Elasticitätsgrenze beobachtet. Auch auf der Paris-Lyoner Mittelmeerbahn sind Erfahrungen über Stahlschienen gesammelt worden, welche eine fünfmal so große Dauer versprechen, als bei Eisenschienen.

Druckfestigkeit der Bausteine. — Nach den großartigen Versuchen, welche vom französischen Institute für statistische Untersuchungen mit den verschiedensten Baumaterialien Frankreichs abgeführt worden sind, hat sich gezeigt, daß die Festigkeit der harten Bausteine der Querschnittsfläche proportional und auch meist nicht wesentlich von der Lage der gedrückten Fläche gegen die natürliche Lagerfläche abhängig ist, daß sie durch Sättigen mit Wasser vermindert wird und mit dem specifischen Gewicht wächst, aber vom Zustande der Homogenität, der Textur u. s. w. sehr modificirt wird. Kalksteine von 1,4 bis 2,2 spec. Gewicht zeigten 20 bis 320^k Druckfestigkeit pro $\square^{cm}$, solche von 2,2 bis 2,8 spec. Gewicht aber 220 bis 1200^k Festigkeit. Sandsteine von 1,9 bis 2,1 spec. Gewicht widerstehen mit 80 bis 300, solche von 2,1 bis 2,5 spec. Gewicht mit 350 bis 780^k pro $\square^{cm}$, die harten, politurfähigen Granite mit 700 bis 1500, die minder harten mit 400 bis 800^k, die Trachyte von 2,18 bis 2,60 specifischem Gewicht mit 360 bis 900, die Laven von Volvic von 2 bis 2,18 spec. Gew. mit 300 bis 500, sehr harte Ziegel von 1,8 bis 1,9 spec. Gewicht mit 200 bis 400, gewöhnliche Ziegel von 1,5 bis 1,6 spec. Gew. mit 40 bis 60^k pro $\square^{cm}$.

Reitlinger, über Kreisprocesse mit zwei isothermischen Curven. — Nach den Untersuchungen Zeuner's können die Regeneratoren für calorische Maschinen keinen Nutzen bringen, der Herr Verf. der vorliegenden Abhandlung untersucht aber den Fall genauer, wo beim Kreisprocesse an Stelle der adiabatischen zwei isothermische Curven mit zwei Curven vom Gesetze $p^m v^n = \text{Const.}$ combinirt sind, und findet hierbei, daß die Regeneratoren doch nicht so unbedingt zu verwerfen seien. Die Kreisprocesse der Stirling'schen und der älteren Ericson'schen calorischen Maschine können nämlich, wie schon Verdet und St. Robert gethan haben, auch durch je zwei Curven gleichen Volumens oder gleichen Druckes und zwei isothermische Curven dargestellt werden, was nach Ansicht des Verfassers der Wahrheit näher kommt, als die Zeuner'sche Auffassung.

Eyth, der Dampfpflug im Jahre 1873. — Ein sehr interessanter im österreichischen Ingenieur- und Architecten-Verein gehaltener Vortrag über die allmälige Entwickelung des Dampfpfluges.

Scheidtenberger, Reconstruction des Eisenbahnviaductes bei Plankenstein. — Genannter in der Strecke Pöltschach-Ponigl der k. k. priv. Südbahn liegende Viaduct besaß 19 Oeffnungen von $7{,}586^m$ Lichtweite und übersetzte den Drannfluß in $13{,}275^m$ über Mittelwasser, wozu zwei Oeffnungen bestimmt waren, während eine dritte zur Unterführung der Bezirksstraße von Pölschach nach Gonobitz und eine vierte zur Ueberbrückung des Praunschbaches und eines Gemeindeweges diente. Die Brückengewölbe waren halbkreisförmige Ziegelgewölbe von $0{,}632^m$ Stärke und hatten sämmtlich $1{,}58^m$ einwärts von beiden Stirnflächen, Längsrisse erhalten, welche den Viaduct der Breite nach gewissermaaßen in 3 Theile theilten, auch fanden sich in den Stirnen mehrer

Pfeiler verticale Risse, so daß eine Reconstruction nicht zu vermeiden war. Für diese wurde bestimmt, daß nur 5 Bögen erhalten bleiben, alle übrigen aber verschüttet werden sollten. Die offen bleibenden Oeffnungen wurden durch eine Bogenstellung ersetzt, welche auf neu aufgeführten Pfeilern ruht. Letztere lehnen sich gegen die alten Pfeiler, stehen aber auf einer neuen Pilotirung. Das Nähere über diesen, wegen des schlechten Zustandes des Bauwerkes und wegen der Vermeidung aller Betriebsstörungen ziemlich schwierigen Bau kann nur mit Bezugaufnahme auf Abbildungen verständlich werden.

Head's Kesselauflagerung. — Die Mehrzahl der Dampfkessel besteht aus horizontalen Cylinderkesseln und da sich bei diesen der Boden in Folge der stärkeren Erwärmung viel stärker ausdehnt, als die Decke, so tritt oft eine Dehnung und zuletzt Reißen ein. Um dies zu vermeiden, soll nach Head ein 24^{m} langer Kessel an 5 Stellen gestützt werden, aber so, daß die mittlere und die beiden äußeren Stützen beweglich sind, indem die Tragbalken an den Enden von Balanciers befestigt werden, welche zur Ausgleichung Gegengewichte von $\frac{1}{10}$ des Wassergewichtes besitzen. Die beiden übrigen Träger liegen fest in der Einmauerung und über denselben sind die Dampf- und Speiseröhren u. s. w. zu befestigen.

Webb's stählerner Locomotivenkessel — besitzt eine Feuerbox, welche aus einem Stück gefertigt ist, so daß blos die Decke und die Rohrwand mittelst Umbörtelung eingesetzt sind; auch der Dommantel besteht aus einem Stück. Der Kessel enthält 178 Stück 47^{mm} starke, stählerne Rohre und einen im Gesenk geschmiedeten kugelhaubenartigen stählernen Domboden.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1873. Band XVII, Heft 11 bis 12.

Ziebarth, Feuerungsanlagen von der Wiener Weltausstellung. — Dieser interessante Bericht beschäftigt sich zunächst mit den Oefen für metallurgische Zwecke, unter denen die Modificationen des Danks'schen rotirenden Puddelofens hauptsächliche Beachtung verdienen. Es sind Beschreibungen und Skizzen der Constructionen von Sellers, Siemens und J. v. Ehrenwerth mitgetheilt, ferner wird der Regenerator von Ponsard, der Torfverkohlungsofen von Lottmann und eine ganze Reihe von Oefen für die keramische Industrie besprochen, z. B. der continuirliche Glasofen mit Wanne von Siemens, der Löff'sche Ziegelofen, der Brennofen der Berliner Porcellanmanufactur, endlich sind einige Kesselfeuerungen beschrieben.

Bender, Vergleichung der amerikanischen und europäischen Balkenbrücken. — In diesem eines gründlichen Studiums werthen Artikel empfiehlt der für Amerika sehr eingenommene Herr Verfasser besonders den Pratt- oder Whipple-Träger und die verbesserten Neville- oder Warren-Träger, beides Träger mit parallelen Gurtungen, ersterer aber mit senkrecht-, letzterer mit geneigt-stehenden Streben. Die amerikanische Constructionsweise unterscheidet sich bekanntlich von der europäischen besonders dadurch, daß die Vernietungen vermieden und dafür kürzere sich um den Schnittpunkt der Mittellinien drehende Diagonalen verwendet werden, ferner dadurch, daß man in den Vereinigten Staaten den Trägern mehr Höhe im Verhältniß zur Spannweite giebt, und endlich darin, daß man dort für die gedrückten Glieder vielfach Gußeisen verwendet. Man legt übrigens in Amerika der Berechnung eine größere Belastung zu Grunde als bei uns, gestattet gegen Zugspannungen eine Inanspruchnahme von 644^{k} p. □^{cm} und ist sehr vorsichtig bezüglich der Verbindungen.

Schwarz-Flemming, technische Revue des Marinewesens auf der Wiener Weltausstellung. — Aufzählung der vorzüglicheren auf das Marinewesen bezüglichen Ausstellungsgegenstände.

Ziebarth, drei Dampfmaschinen von der Wiener Ausstellung. — Eingehendere Beschreibungen von dreien der originellsten Maschinen der Ausstellung, nämlich von der Corlißmaschine von Böde & Co. in Verviers, von der Ventilsteuerungsmaschine von Gebr. Sulzer in Winterthur und von der zweicylindrigen Dampfmaschine von Dingler in Zweibrücken, begleitet von drei schönen Tafeln.

Teichmann, über Körperberechnung. — In diesem kurzen Aufsatze wird nachgewiesen, welche allgemeine Anwendung die Wittstein'sche Prismatoidformel gestattet, und wieviel genauere Resultate sie giebt, als die gewöhnlichen Näherungsrechnungen. Diese Formel, welche aus der untern und obern Grundfläche (F_u und F_o) und einer in halber Höhe parallel zu den beiden Endflächen geführten mittleren Schnittfläche F_m den Inhalt giebt durch Multiplication der Summe aus den beiden Endflächen und dem Vierfachen der mittleren Schnittfläche mit dem sechsten Theile der Höhe, $V = \frac{h}{6}(F_o + F_u + 4F_m)$, gilt nicht nur für Prisma, Pyramide, Keil, abgestumpfte Pyramide, Tetraeder, sondern auch für die Kugel und Kugelabschnitte, sowie für alle Körper, die begrenzt sind von zwei parallelen Grundflächen und irgend einer Fläche zweiter Ordnung, endlich empfiehlt sie sich zur Berechnung von Aufträgen und Abträgen.

Crampton's rotirender Puddelofen. — So wie der Siemens'sche rotirende Puddelofen eine Combination des Danks'schen Puddelofens mit der Siemens'schen Regeneratorfeuerung ist, so besteht Crampton's Erfindung in der Uebertragung seiner Heizung mit pulverförmigem Brennmaterial auf das Danks'sche Puddelofenprincip. Fein gepulverte Kohle wird durch eine injectorartige Vorrichtung mittelst Gebläsewind in den Verbrennungscylinder getrieben und die hier entwickelte Flamme tritt dann durch die cylindrische Feuerbrücke in den rotirenden Puddelofen ein. Ein in Woolwich arbeitender Ofen dieser Construction mit 3,66^{m} langem, 2,13^{m} starkem Cylinder, verpuddelt in 12 Stunden in acht Chargen 40 Ctr. kalt eingesetztes Roheisen mit 5 bis 10 Proc. Mehrausbringen.

Gibb & Gelsthorp's rotirender Röstofen. — Beschreibung aus Dingler's polyt. Journal, Bd. 204, entlehnt.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem zwanzigsten Bande des

Civilingenieur.

№ 4.

Literatur.

Physische und chemische Beschaffenheit der Baumaterialien. Deren Wahl, Verhalten und zweckmäßige Verwendung. Ein Handbuch für den Unterricht und das Selbststudium bearbeitet von **Rudolph Gottgetreu**, Architect und ordentl. Professor an der polytechnischen Schule zu München. **Zweite** vermehrte und verbesserte Auflage. In zwei Bänden. **Erster Band.** Mit 104 in den Text gedruckten Holzschnitten und 3 lithographirten Tafeln. Berlin 1874. Verlag von Julius Springer.

Wurde dieses Werk sogleich bei seinem Erscheinen allgemein als die beste Baumaterialienlehre bezeichnet, welche die technische Literatur aufzuweisen hatte, so kann die neue Auflage sicher sein, eine ebenso beifällige Aufnahme zu finden, da der Herr Verfasser auf das Gewissenhafteste für deren Verbesserung bemüht gewesen ist. Besonders viele und bedeutende Zusätze befinden sich im Abschnitt A, in welchem auf die geognostischen Verhältnisse der Gesteine, auf deren Festigkeit und Festigkeitsprüfung, auf die neueren Verbesserungen der zu ihrer Gewinnung angewendeten Sprengmittel, Maschinen und Methoden gründlicher eingegangen wird, als in der ersten Auflage, aber auch der Abschnitt B über die künstlichen Steine hat mannichfache Bereicherungen erfahren und giebt ein getreues Bild von dem gegenwärtigen Standpunkte der Technik auf diesem Gebiete. Bei Abschnitt C (die Hölzer) sind interessante geschichtliche Notizen beigefügt, und die Capitel über Eintheilung, Conservirung, physische Eigenschaften und Festigkeit fast ganz neu bearbeitet worden. Es ist demgemäß auch der Umfang des Werkes um ein Viertel vergrößert worden, und es wird manchen Lesern angenehm sein, daß die neue Auflage in lateinischen Lettern gedruckt und im Ganzen noch eleganter ausgestattet ist, als die erste Auflage.

Die Literatur der letzten fünf Jahre (1865 bis 1870) auf dem gesammten Gebiete des **Bau- und Ingenieurwesens**, mit Einschluß des **Kunstgewerbes** in deutscher, französischer und englischer Sprache. Herausgegeben von der **Buchhandlung Gerold & Comp. in Wien.** Wien, Verlag von Gerold & Comp.

Welchen Werth derartige Literaturübersichten haben, braucht an dieser Stelle nicht erst erläutert zu werden, es genügt vielmehr anzuführen, daß dieser Katalog die in den Jahren 1865 bis 1870 erschienenen Werke, Zeitschriften, Kalender u. dergl. über Hochbau, Wasser-, Brücken-, Straßen-, Eisenbahnbau, Bergbau und Hüttenkunde, Mechanik und Maschinenwesen, Telegraphenwesen, technische Chemie, Gasbeleuchtung, Heizung und Ventilation, städtische Wasserversorgungen und Canalisationen, Geodäsie, descriptive Geometrie und Zeichnen, Ornamentik und Kunstgewerbe, technisches Unterrichts- und Ausstellungswesen u. a. m. systematisch und alphabetisch geordnet aufführt und sich durch große Vollständigkeit und Correctheit auszeichnet.

Berechnung und Construction der Triebwerke bearbeitet von **Karl Keller**, Professor des Maschinenbaues an der Großherzogl. polytechnischen Schule zu Carlsruhe. Mit 236 in den Text gedruckten Holzschnitten und 8 lithographirten Tafeln. Heidelberg. Verlag von Fr. Bassermann. 1874.

Vorliegende Monographie, welche eigentlich nur einen Abschnitt eines von dem Herrn Verf. in Aussicht gestellten Handbuches über die Elemente des Maschinenbaues und der Maschinenlehre bildet, umfaßt, nach Vorausschickung theoretischer Betrachtungen über die rotirende Bewegung und deren Fortpflanzung, die Berechnung und Construction der Axen und Wellen sammt Kuppelungen, der Zahnräder- und der Riementransmissionen sammt Schnuren-, Seil- und Kettentrieben, endlich der Bewegungsumkehrungen. Die Behandlung ist eine ungleich wissenschaftlichere, als in den meisten ähnlichen Werken, was dieses Werk zu Schulzwecken besonders geeignet erscheinen läßt, doch ist dasselbe, obschon darin auf elegante Abbildungen weniger Werth gelegt ist, auch dem Constructeur als Rathgeber für solche Fälle zu empfehlen, wo er von der Straße der gewöhnlichen Empirie abzuweichen und sich mit Hilfe der Theorie neue Wege zu suchen genöthigt ist.

Denkschrift des Polytechnischen Vereins in Carlsruhe, betreffend die Einführung eines **allgemeinen Diplom-Examens** auf allen deutschen technischen Hochschulen. Carlsruhe. Druck von Friedrich Gutsch. 1874.

Das Streben nach Einheit, welches sich jetzt in allen Verhältnissen kund giebt, hat auch obige Denkschrift hervorgerufen, für die sich unser Leserkreis warm interessiren wird, und der wir nur die weiteste Verbreitung und den besten Erfolg wünschen können.

Neue Pfade der Volkswirthschaft. Die Secundärbahnen mit normaler Spurweite und langsamer Fahr-

bewegung. Denkschrift von M. M. Freiherrn von Weber, Ingenieur, k. k. Hofrath und technischer Consulent des k. k. Handelsministeriums in Wien. Weimar, 1874. Bernhard Friedrich Voigt.

Während Herr v. Weber in seiner, auch in diesen Blättern besprochenen vorzüglichen Schrift über die Praxis des Baues und Betriebes der Secundärbahnen durchaus kein günstiges Urtheil über die so vielfach empfohlenen Secundärbahnen mit schmaler Spur und Fairlielocomotiven zu fällen im Stande ist, verwendet er sich in vorliegender Broschur warm für das System der Secundärbahnen mit normaler Spur und langsamer Fahrbewegung, durch welches abseits liegende Gegenden in eine lucrative Verbindung mit den Hauptarterien des Verkehrs gebracht werden können, wenn die Staatsverwaltungen liberale Concessionen machen und die Eisenbahngesellschaften sich guter Oeconomie befleißigen.

Handbuch der mechanischen Wärmetheorie. Nach E. Verdet's théorie mécanique de la chaleur bearbeitet von Dr. Richard Rühlmann, erstem Lehrer der Mathematik und Physik am Königlichen Gymnasium zu Chemnitz. Mit in den Text eingedruckten Holzstichen. Erste Lieferung. Braunschweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. 1873.

So ausgezeichnete Werke unsere deutsche Literatur über einzelne Abschnitte der mechanischen Wärmetheorie aufzuweisen hat, so fehlte es doch noch an einem umfassenden Werke über diese für Physik, Chemie, Mechanik, Astronomie und Physiologie so wichtig gewordene Wissenschaft. Auch die obigem Werke zu Grunde gelegten Vorlesungen des verdienstvollen französischen Physikers Verdet konnten diese Lücke nicht ausfüllen, da seit ihrer Bearbeitung (1864) außerordentlich viel Neues hinzugekommen ist. Der Herr Herausgeber hat daher damit eine eingehende Umarbeitung vornehmen müssen, bei welcher zwar möglichste Vollständigkeit angestrebt, aber andererseits auch ein tieferes Eingehen auf die bereits in vorzüglichen Specialwerken behandelten Anwendungen der mechanischen Wärmetheorie in der Maschinenlehre vermieden worden ist. Im vorliegenden ersten Hefte sind zunächst zwei höchst interessante populäre Vorlesungen Verdet's wiedergegeben, welche das Werk in würdigster Weise einleiten; hierauf folgt ein Abschnitt, welcher die hauptsächlichsten Vorbegriffe erläutert, dann wird der erste Hauptsatz unter Anführung der bezüglichen Experimente abgehandelt, während der letzte Abschnitt die Anwendungen des ersten Hauptsatzes auf das Studium der Gase enthält. Diesem Hefte werden noch drei weitere Hefte nachfolgen.

Vorträge über Eisenbahnbau, gehalten an verschiedenen deutschen polytechnischen Schulen, begonnen von Dr. E. Winkler. Fünftes Heft. Der Eisenbahn-Unterbau (geometrische Vorarbeiten und Construction der Erdbauten). Von Dr. E. Winkler, o. Professor des Eisenbahn- und Brückenbaues an der k. k. technischen Hochschule in Wien. Zweite verbesserte Auflage. Lieferung 2. Mit 145 Holzschnitten und 3 Farbendruck-Tafeln. Prag 1874. Verlag von H. Dominicus.

Mit dieser Lieferung wird das 5. Heft der Vorträge abgeschlossen, das den Unterbau mit Ausschluß des Tracirens, der Kunstbauten und des eigentlichen Erdbaues behandelt. Es ist eine vorzügliche Arbeit, welche in theoretischer, wie praktischer Beziehung Nichts zu wünschen übrig läßt. Das vorliegende Heft enthält zunächst die Theorie der Böschungen, und handelt dann von der Construction und Gründung der Dämme und Einschnitte, sowie von den Entwässerungen, und bringt zum Schluß eine ausführliche Literaturübersicht. Auch die Ausstattung ist eine vorzügliche zu nennen.

Die Dampfkessel der Wiener Weltausstellung 1873, mit Berücksichtigung überhaupt der neueren Fortschritte und Richtungen in Dampfkesselanlagen. Bericht an Ingenieure und Rathgeber für Industrielle. Zugleich zweiter Band zur Anlage und Betrieb der Dampfkessel. Von H. v. Reiche, Ingenieur des Sächsisch-Anhaltischen Vereins zur Prüfung und Ueberwachung von Dampfkesseln. Mit 6 lithographirten Tafeln und vielen Holzschnitten. Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1874. 2⅓ Thlr.

In diesem von zahlreichen guten Tafeln und Holzschnitten begleiteten Berichte spricht der schon durch seine früheren Werke als ein vorzüglicher Beobachter, wissenschaftlich und practisch gebildeter Ingenieur und selbstständiger Character bekannte Herr Verfasser sein unbefangenes Urtheil aus über die in Wien aufgestellten neuen Dampfkesselconstructionen und verschiedene dahin gehörige neue Erfindungen. Derartige Werke sind so selten und doch so lehrreich und anregend, daß ihr Studium nicht genug empfohlen werden kann; wir möchten aber nicht blos die eigentlichen Ingenieure darauf aufmerksam machen, sondern auch die Industriellen, denen, gegenüber von so vielen marktschreierischen Empfehlungen, solch ein Rathgeber besonders erwünscht sein muß. Schließlich dürfen wir nicht unerwähnt lassen, daß diesem Buche ein auch separat zu beziehendes Tableau „Dienstvorschriften für Kesselwärter" beigegeben ist, welches die allgemeinste Beachtung und Verbreitung verdient.

Atlas des Bauwesens. Von Dr. Wilhelm Fränkel und Rudolf Heyn, Professoren am königl. Polytechnicum zu Dresden. 19 Tafeln in Stahlstich nebst erläuterndem Texte. Separat-Ausgabe aus der zweiten Auflage des Bilder-Atlas. Leipzig. F. A. Brockhaus. 1874.

Obwohl dieses Werk nur für Laien bestimmt ist, so darf desselben doch in diesen Blättern Erwähnung gethan werden, da es von gründlichen Sachverständigen verfaßt und so schön ausgestattet ist, daß es auch von angehenden Technikern mit Nutzen gelesen werden wird. Die erste Abtheilung (das Bau-Ingenieurwesen) mit 9 Tafeln behandelt Straßen-, Eisenbahn-, Brücken- und Wasserbau, sowie die Telegraphie, die zweite aber (das Hochbauwesen) die Hochbauconstructionen in Stein, Holz und Eisen, den Ausbau, die Feuerungs- und Ventilationsanlagen und die modernen Nutzbauten.

Das neue Buch der Erfindungen, Gewerbe und Industrieen. Rundschau auf allen Gebieten der gewerblichen Arbeit. Herausgegeben in Verbindung mit Professor Dr. E. Birnbaum, Professor C. Böttger,

Professor K. Gayer, Ministerialrath Dr. W. v. Hamm, Prof. Fr. Kohl, R. Ludwig, Baurath Dr. Oskar Mothes, W. v. Plönnies, Th. Schwarze, K. de Roth, Herm. Wagner, Julius Zöllner und A. Sechster Band. Die mechanische Bearbeitung der Rohstoffe. Sechste umgearbeitete und verbesserte Auflage. Mit fünf Ton- und einem Titelbilde, sowie 500 in den Text gedruckten Illustrationen. Leipzig und Berlin. Verlagsbuchhandlung von Otto Spamer. 1874.

Mit diesem Bande wird die sechste Auflage des „Buches r Erfindungen, Gewerbe und Industrieen" beendigt und es dieser Band, als dessen Verfasser die Herren E. v. Hert, Prof. Fr. Kohl, Fr. Luckenbacher, Th. Schwarze d Julius Zöllner genannt sind, sowohl seinem Inhalte, seiner vorzüglichen Ausstattung nach ein würdiger Schlußn für das gesammte Werk. Derselbe kann als eine äußerst rängte mechanische Technologie bezeichnet werden, die wohl ignet ist, bei dem größeren Publicum Interesse für die chnik und Verständniß für ihre Aufgaben zu wecken. Im hange bringt dieser Band eine alphabetisch-chronologische bersicht der bedeutsamsten Erfindungen und Fortschritte aller iten, sowie ein Sachregister zu allen sechs Bänden des ches der Erfindungen, Beigaben, welche den Werth des rkes erhöhen und seine Benutzung sehr erleichtern. Zur iteren Ergänzung dieser großen Rundschau über die gesammte nschliche Thätigkeit ist bereits wieder ein siebenter Band onnen mit dem Titel:

er Weltverkehr und seine Mittel. Rundschau über Schifffahrt und Welthandel. Herausgegeben von Dr. Richard Andree, Dr. Julius Engelmann, M. Lange, Fr. Luckenbacher, Kapitän Schück, Jul. Zöllner. Illustrirt mit gegen 450—500 Text-, einem Titel-, acht Ton- und Buntdruckbildern, einer Welttelegraphie-, sowie einer Flaggenkarte, vergleichenden Tableaux u. s. w. Zweite vermehrte und verbesserte Auflage.

Die ersten beiden Hefte dieses Werkes sind hauptsächlich schichtlichen Inhalts und besprechen die allmälige Entwickeng des Großverkehrs und die großen Verkehrswege, die späen Lieferungen werden dann eingehender vom Postwesen, n Eisenbahnen, Wasserstraßen, Seepostcursen, der Schiffhrt, Welttelegraphie u. s. w. handeln.

ersuch einer graphischen Dynamik. Von Dr. R. Pröll, Ingenieur der Niederschlesischen Maschinenbau-Gesellschaft in Görlitz, vorm. Assistent für Kinematik und Maschinenlehre an der Kgl. polytechnischen Schule in Aachen, Mitarbeiter des Civilingenieur. Mit einem Atlas von 10 lithographirten Tafeln. Leipzig, Verlag von Arthur Felix. 1874. $2^2/_3$ Thlr.

Wenn auch in diesem Werke nichts wesentlich anderes boten wird, als was der vorige Jahrgang dieser Zeitschrift nter einem etwas anderen Titel bereits gebracht hat, weshalb r kaum nöthig haben, auf den bedeutungsvollen Inhalt eses Werkes näher einzugehen, so wollen wir doch nicht nterlassen, auf das Erscheinen dieses höchst elegant ausgestatteten und mit Rücksicht auf das Ausland in lateinischen Lettern gedruckten Separatabdruckes aufmerksam zu machen, da dieser Versuch, die graphischen Methoden auch in der Behandlung dynamischer Aufgaben einzuführen, schon zu sehr anerkennenswerthen Erfolgen geführt hat und gewiß noch einer weiteren Ausbildung fähig ist. Die graphische Methode, welche in der Behandlung statischer Probleme bereits die weiteste Verbreitung gefunden hat, führt, wie vorliegendes Werk zeigt, bei der Bewegung eines materiellen Punktes in krummer Bahn, ja sogar bei der Planetenbewegung, ferner bei der Ermittelung der Wirkungen äußerer Kräfte auf ein frei bewegliches unveränderliches System von Massen und endlich bei der Untersuchung der Wirkungen äußerer Kräfte in Mechanismen auf überraschend übersichtliche und für die Praxis unmittelbar anwendbare Resultate, so daß das Studium dieser Methoden dem Practiker ebenso zu empfehlen ist, als das Studium der Graphostatik.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1873. Band XVII, Heft 11 bis 12. (Schluß.)

Chateau, Constructionsfehler an Dampfkesseln. — An Cylinderkesseln wird oft die Feuerplatte zu kurz genommen; sollen die Nietreihen gegen die Stichflamme geschützt sein, so muß die Platte 2^m lang und der Blechstoß am vordern Kopfe des Kessels gegen das Feuer geschützt sein. Oft fehlt auch ein Wasserablaßhahn, so daß Abblasen durch die Speisewasserleitung eintritt. Bei Kesseln mit Vorwärmern sitzt häufig der Verbindungsstutzen nicht an der höchsten Stelle, was das Durchbrennen der Bleche hinter dem Stutzen veranlaßt. Solche Rohre und Unterkessel müssen mehr ansteigen, als die Summe der Blechstöße beträgt, und werden hinter dem Stutzen am besten conisch geformt. Es ist unzweckmäßig, Mannloch, Speise- und Ablaßhahn unter dem Aschenfall anzubringen, weil dies die Reinigung erschwert, auch ist zu empfehlen, den Unterkessel hinten mit einem theilweise in der Mauer liegenden vorspringenden Gußkopfe zu versehen, an dessen höchster Stelle das Uebergangsrohr angeschraubt wird, welches mit dem hintern Stutzen des Oberkessels zu verbinden ist. Liegen Vorwärmer zu beiden Seiten eines Kessels, so sind die Stutzen ebenfalls an der höchsten Stelle anzubringen, damit sich in diesen Rohren nicht Dampf von höherer Spannung als im Hauptkessel bilden und das Wasser aus den Rohren nach Letzterem drücken könne. Horizontal liegende Blechstutzen sind ganz zu vermeiden. Cornwallkessel sollten bei weniger als $1{,}5^m$ Durchmesser nie angewendet werden, da bei geringerer Weite keine Reinigung des Raumes unter dem Feuerrohre möglich ist. An solchen Kesseln sind alle verticalen Blechstücke möglichst zu umbördeln und durch einen Flacheisenring zu verstärken. Verstärkungsringe dürfen nicht fest aufsitzen, sondern das Wasser muß zwischen diesen und dem Kessel circuliren können. Die Feuerrohre müssen mit Putzöffnungen versehen und öfters von Flugasche gereinigt werden.

Bei Fieldkesseln dürfen die Röhren nicht eingeschraubt, sondern nur mittelst angedrehtem Conus befestigt werden, damit man sie leicht reinigen kann.

Wittmann, über Tramways mit Dampfbetrieb. — Man hat in Portugal zwei derartige Bahnen in Bau, nämlich die 17,6 km lange Bahn nach Cintra und die 97,5 km lange Bahn Torres-Vedras. Zwischen den in 1,27 m Abstand von einander liegenden Längsschwellen ist in der Mitte eine eiserne Leitschiene befestigt. Auf ersteren laufen die 356 mm und resp. 124 mm breiten Seitenräder der Maschine und Wagen, während auf der Mittelschiene Leiträder mit doppelten Spurkränzen laufen, welche an den Enden der Fahrzeuge in beweglichen Radgestellen befestigt sind.

Glomsda, über Körting's Dampfstrahlapparat. — Mit einem solchen Condensator wurde ein Vacuum von 73 cm erzeugt, doch ist nicht angegeben, wieviel Wasser dazu erforderlich war. Der Apparat bestand aus einem Kasten mit fünf ineinandergreifenden Trichtern; das Wasser floß aus einem 4 m höher stehenden Reservoir zu und der Dampf trat durch eine Seitenöffnung ein.

Briegleb, Abnutzung der Dampfcylinder. — Bei einer Corlißmaschine trat mit der Zeit ein starkes Schlagen im Cylinder ein, als dessen Ursache bei der Untersuchung eine starke Abnutzung des Cylinders an beiden Enden unmittelbar hinter dem ersten Kolbenringe erkannt wurde. Der Kolben enthielt zwischen zwei festen Scheiben zwei mittelst einer Spiralfeder gespannte Liderringe, ließ aber Dampf eintreten. Der Uebelstand wurde durch Anwendung eines Kolbens mit Keilspannung beseitigt.

Allgemeine Bauzeitung. XXXVIII. Jahrg. 1873. Heft. 2 bis 6.

Kößlin und Lebret, Vorschläge zur Beschaffung billiger Eisenbahnen. — Diese Vorschläge betreffen zunächst ein Locomotivensystem, welches durch Hinzufügung eines während der Fahrt mit einer mehr Adhäsion gebenden Nebenbahn in Contact tretenden niedrigen Triebräderpaares die Ueberwindung von Steigungen von 1 auf 18 bis 12 ermöglichen soll. Bei diesem sogen. Superficialsystem wird die Tracirung nicht mehr Schwierigkeiten bieten, als diejenige der gewöhnlichen Landstraßen, die Ueberwindung starker Rampen geschieht aber nicht mittelst besondrer Maschinen, sondern die für die ganze Linie benutzte Maschine hat nur die Einrichtung, daß die Triebachse auf der Außenseite der Räder noch niedrigere Rollen oder Räder trägt, welche bei steilen Rampen in Function treten, indem an solchen Stellen neben den gewöhnlichen Schienen noch eine Holz- oder Steinbahn vorgerichtet ist, auf welcher sich dann die Maschine mittelst der niedrigeren Räder und geringer Geschwindigkeit in die Höhe arbeitet. Wenn eine 25 Tonnen schwere Maschine von 150 bis 170 Pferdekräften auf einer Steigung von 1 : 100 noch 50 Tonnen Last mit 10 m Geschwindigkeit fortschleppt, so soll sie durch die beschriebene Vorrichtung in Stand gesetzt werden, diese Last mit 3 m Geschwindigkeit auf einer Steigung von 1 : 18 aufwärts zu ziehen, da die Adhäsion auf der Holzbahn 4 bis 5 mal so groß ist, als auf der Eisenschiene. Eine Hauptschwierigkeit dieses Systems besteht in dem Uebergange von der gewöhnlichen auf die Hilfsbahn, indem hierbei durch das Beharrungsvermögen des Zuges eine Gleiten der niedrigen Räder herbeigeführt werden würde, wenn dieser Uebergang nicht vorsichtig vermittelt wird. Ein zweiter Vorschlag beruht auf der Anwendung einer bei starken Steigungen zwischen den Schienen liegenden gespannten Kette, an welcher sich die Locomotive nach Art der Kettenschleppschiffe in die Höhe arbeiten soll. An der Triebaxe (oder wenn deren zwei nöthig sind, an beiden) ist zwischen den Triebrädern eine Trommel mit Einkerbungen für die Kettenglieder aufgesteckt und die am oberen Ende der Rampe befestigte Kette so darüber geschlungen, daß die Trommeln sich an der Kette aufwinden. Beträgt das Gewicht des Zuges 170, dasjenige der Maschine 35 Tonnen, die Steigung 75 auf 1000, die Fahrgeschwindigkeit 1,5 m, so berechnet sich bei fünfmaliger Umwickelung der Kette und Annahme eines Reibungscoefficienten = 0,18 eine höchste Kettenspannung von 175 Tonnen.

Geiger und Lebret, Studien über Eisenbahnen in Bosnien und der Herzegovina. —

Favaro, Beiträge zur Geschichte der Planimeter. — Diese für Alle, welche sich näher mit der Planimetrie beschäftigen, sehr interessante Abhandlung weist nach, daß die Planimeter mit Scheibe und Rolle zuerst (im Jahre 1824) von Professor Titus Gonella in Florenz erfunden und practisch angewendet worden sind, giebt aber überhaupt eine sehr lehrreiche geschichtliche Darstellung der allmäligen Fortschritte auf diesem Gebiete und eine sehr vollständige Bibliographie der mechanischen Planimetrie.

Der Thaya-Viaduct bei Znaim. — Dieser Viaduct, mittelst dessen die österreichische Nordwestbahn das schöne Thayathal bei Znaim geradlinig in 45 m Höhe übersetzt, besitzt vier Oeffnungen, zwei zu 50 und zwei zu 60 m Weite, welche mit einer schmiedeeisernen Fachwerksconstruction überspannt sind. Die drei 43,5 bis 48,3 m hohen Mittelpfeiler sind am obern Ende parallel zur Brücke 3,7 m stark, senkrecht dazu 6,2 m breit und mit $^1/_{28}$ Geläuft aus Granitquadern mit Bruchsteinmauerwerk ausgeführt. Der eiserne Oberbau besteht aus zwei continuirlichen Trägern mit parallelen Gurtungen, verbunden durch ein einfaches System von Kreuzstreben und Verticalen. Diese Träger sind 220 m lang und 5 m hoch, liegen in 4 m Entfernung von einander und sind in Fächer von 5 m Länge eingetheilt. Bei der Berechnung wurde ein Eigengewicht von 2700 k und eine zufällige Last von 4600 k pro lauf. Meter zu Grunde gelegt und eine Inanspruchnahme von 650 bis 700 k pro □ cm zugelassen. Die Hauptträger sind außer den in den Knotenpunkten angeordneten Querträgern noch durch besondere diagonale Querverbindungen und Windkreuze unter sich verbunden und tragen die Fahrbahn über sich. Zum Montiren der Eisenconstruction bediente man sich bemerkenswerth einfacher Etagengerüste, auch sind die übrigen Versetz- und Aufzuggerüste sehr practisch construirt. Bei der Probelastung betrug das Maximum der elastischen Einsenkung $\frac{1}{2632}$ bis $\frac{1}{2160}$ der Stützweite und es beliefen sich die Kosten des Mauerwerkes auf 440000, diejenigen der Eisenconstruction auf 185000 Fl.

Fein, die internationale Verbindung zwischen England und Frankreich. — Unter den Vorkehrungen, welche die Verbindung zwischen diesen Ländern erleichtern und die Beschwerden der Seereise möglichst vermindern sollen,

e meiste Aussicht auf Realisirung das Project von
) Bessemer und E. J. Reed, welches darauf hin-
ft, daß die Verbindung durch sehr lange und breite,
sehr stabile und mit sehr starken Maschinen versehene
vermittelt werden soll, welche vorn und hinten ganz
gebaut und mit Stener versehen, überdies aber noch
er bewegungslosen Kajüte ausgerüstet werden sollen.

ollitzer, Egalisator und stellbare Absehschei-
ur Erhaltung des Niveaus der Eisenbahn-
. — Die Vorrichtungen zur Hebung gesunkener Stellen
hngeleise sind in der That noch größtentheils sehr pri-
: Natur, obgleich die auf die gehörige Instandhaltung
iveaus der Bahngeleise zu verwendenden Kosten als
) erhebliche bezeichnet werden müssen. Aus diesem
e verdienen die hier dargestellten und beschriebenen
ite möglichste Beachtung und Prüfung. Die stellbaren
heiben beseitigen die beim Halten der gewöhnlichen
en vorhandene Unsicherheit, gewähren Ersparniß an
beitern und lassen die Größe der eingetretenen Sen-
direct ablesen. Sie bestehen aus einem gußeisernen
tell, in welchem sich eine kurze Latte mit Eintheilung
en horizontalen Zapfen drehen kann. An dieser Latte
e zweite oben mit Absehscheibe und einem Loth zur
chtstellung versehene Latte verschiebbar angebracht, an
interem Ende ein um ein Charnier umklippbares Lineal
ch ist, welches in umgekippter Lage rechtwinkelig zur
itte, also parallel zur Kante der Absehscheibe steht.
derartige Absehscheiben werden in 0,75^{m} Entfernung
r Schiene außerhalb des Gleises so aufgestellt, daß
eren Kanten in einer zur Oberkante des Geleises pa-
: Ebene liegen. Wird nun an einer eingesunkenen
telle eine dritte Scheibe aufgestellt und deren verschieb-
atte so lange gehoben, bis die daran befestigte Scheibe
s in die Visurebene einspielt, so ergiebt dann nach
ppten Lineal die Ablesung an der Scala, um wieviel
leis zu heben ist. Der zweite Apparat, Egalisator, ist
it, die Arbeit des Unterstopfens der gehobenen Schwellen
ichtern. Es ist dies eine gleichzeitig von beiden Seiten
ide Stopfzange, welche mittelst Schraube und Knie-
ewegt wird, deren nähere Construction sich aber ohne
ng nicht wohl erläutern läßt. Mit diesem Apparate
zer einer correcteren Ausführung der Arbeit eine Ko-
arniß von 30 Procent verbunden sein.

ieckum's patentirte Kugel-Drehscheiben. —
ingen und specielle Beschreibung dieser eigenthümlichen
eibenconstruction, welche sich nach mitgetheilten Attesten
ohl bewährt hat. Vergl. diese Bl. S. 11. Jede solche
eibe besitzt einen Laufkranz am äußeren Umfange und
olchen bei ca. 0,4 des Radius Abstand vom Mittel.
aus Eisenbahnschienen gebildeten Ringe sind mit dem
iach unten gewendet und es stehen ihnen als Funda-
leich große und ebenso construirte festliegende Laufkränze
er. Die Schienenköpfe der beweglichen und der festen
nze sind etwas ausgeholt und in diesen Rinnen laufen
starke Stahlkugeln in 0,632^{m} Abstand voneinander,
ch Führungsringe gegen unregelmäßige Verschiebung
t sind. Derartige Drehscheiben bedürfen nur einer
tiefen Grube, sind um 35 bis 40 Proc. leichter und
als die gewöhnlichen Drehscheiben, gehen leichter und
sich daher auch minder stark ab und erfahren bei Frost
störungen.

Mengel, über den Einfluß der Steigungen und Curven. — In dieser gründlichen Abhandlung stellt sich der Herr Verf. die Aufgabe, den Einfluß der Steigungen und Curven auf die Kosten und Erschwernisse des Betriebes allgemein zu entwickeln, also die virtuelle Bahnlänge zu bestimmen. Hierbei werden zunächst die Bewegungswiderstände zwei- und mehraxiger Eisenbahnwagen auf der geraden horizontalen Bahn entwickelt, dann wird die Bewegung auf geneigter aber gerader Bahn bei der Berg- und Thalfahrt untersucht, wobei sich interessante Ergebnisse über die ungleiche Inanspruchnahme der Axen herausstellen. Hieran schließen sich Erörterungen über den Zusammenhang der Inanspruchnahme der Axen mit den Axbrüchen auf Grund der statistischen Nachrichten von den preußischen Eisenbahnen, während die Untersuchung des Curvenwiderstandes dem zweiten Theile vorbehalten bleibt. Ist α die Neigung der Bahn und s die Länge derjenigen horizontalen Bahnstrecke, welche dieselbe mechanische Arbeit verlangt als die geneigte Strecke s_1, so folgt aus den bisherigen Erörterungen $s = s_1 (\cos\alpha \pm 197{,}74 \sin\alpha)$.

Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereines zu Hannover. Band XIX, Jahrg. 1873, Heft 4.

Weiß, die ideale und die reale Expansionscurve unserer Dampfmaschinen. — Schon von verschiedenen Seiten ist darauf hingewiesen worden, daß die vom Indicator aufgezeichnete Expansionscurve weder mit der dem Mariotte'schen Gesetze entsprechenden Curve harmonirt, noch durch die Principien der mechanischen Wärmetheorie vollständig erklärt werden kann. In obiger Abhandlung werden verschiedene dieser Aeußerungen zusammengestellt und an zahlreichen Indicatordiagrammen von Völckers, Bauschinger, Riehn, Linde, Schneider, Hartig u. s. w. bezügliche Untersuchungen vorgenommen, deren Ergebniß sich dahin aussprechen läßt, daß bei gut ausgeführten Maschinen und mit äußerster Vorsicht angestellten Versuchen die Abweichungen der realen Expansionscurve von der adabatischen Linie nicht so bedeutend sind, als von vielen Schriftstellern behauptet worden ist, daß aber die weitere Verfolgung der Ursachen dieser Abweichungen, welche der Herr Verf. in einem späteren Artikel durchführen wird, bezüglich der zur Verbesserung der Dampfmaschinen einzuschlagenden Wege höchst wichtige Fingerzeige zu geben geeignet ist.

Blauel, Oderbrücken der Breslau-Schweidnitz-Freiburger-Eisenbahn. — Für die drei Oderübergänge der genannten Bahn bei Dyhernfurth, Steinau und Deutsch-Nettkow sind eingeleisige Fachwerkträgerbrücken Schwedler'schen Systems von 36,45^{m} Stützweite, 5^{m} Höhe und 4,028^{m} Lichtweite angewendet worden, welche in 9 Felder eingetheilt und mit als Blechbalken construirten Quer- und Schwellenträgern versehen sind. Das Gesammtgewicht der Eisenconstruction für eine Oeffnung beträgt 43000^{k}, incl. 1500^{k} Gußeisen, und läßt sich durch die Formel $Q = (22{,}5 l + 360) l$ ausdrücken, wenn die Stützweite l in Metern gegeben ist. Bei der Berechnung ist die Belastung mit drei Locomotiven à 40000^{k} und drei Tendern à 28200^{k}, sowie ein Eigengewicht von 900^{k} pro laufendes Meter zu Grunde gelegt und die Spannungen betragen in der oberen Gurtung 628 bis 715, in der unteren 736 bis 750, in den Diagonalen 735 bis 747^{k} pro $\square^{cm}$. Die Belastung der Drehzapfen beträgt

264^{k} pro □^{cm} Projectionsfläche, diejenige der Pendel 284^{k} pro Centimeter Länge.

Mehrtens, über Ausrüstung größerer Brückengewölbe. — Systematische Darlegung der verschiedenen Methoden, deren man sich beim Ausrüsten bedienen kann, mit Bezugnahme auf wirkliche Anwendungen derselben. Das Ausrüsten mit Klötzern von Tannenholz, welche über den Stützpfählen zwischen die Schwellen placirt und beim Ausrüsten scharf zugespitzt werden, bis sie durch den Druck des Gewölbes eingedrückt werden, ist nur bei Gewölben von geringer Spannweite zuläßig, weil damit ein stoßweises Sinken verbunden ist. Die Anwendung von Keilen aus Eichenholz, welche noch jetzt in England sehr üblich ist, verlangt theils sehr große Anstrengungen bei der Entfernung der Keile, theils kann ein plötzliches Lösen derselben für die Gewölbe sehr nachtheilig werden. Sind dieselben in Form verzahnter Träger verwendet, so ist diese Methode der Ausrüstung minder gefährlich. Bei der Beaudemoulin'schen Anwendung von Sandsäcken mit gleichzeitiger Benutzung von Klötzen sind ziemlich merkliche Stöße nicht zu vermeiden und die Beifügung von in die Sandsäcke eingelegten, mit Wasser gefüllten Kautschukschläuchen durch Lagrené kann nichts als eine wesentliche Verbesserung dieser Methode angesehen werden. Die Dupuit'schen Schrauben ermöglichen eine ganz allmälige Senkung des Gerüstes, sind indessen bei mangelhafter Ausführung und Handhabung leicht Brüchen ausgesetzt und stets kostspielig. Nicht minder bedenklich und kostspielig erscheinen Pluyette's Scheiben mit Schraubenflächen. Zweckmäßiger ist die beim Bau der Ilmenaubrücke nächst Lüneburg angewendete Construction von Schrauben, welche nicht das ganze Lehrgerüst trägt, sondern nur die Bogenrippe gegen den Riegel abspreizt, da dasselbe mit einer beschränkten Zahl von Arbeitern eine sehr gleichmäßige Ausrüstung und vorher schon bei der Aufstellung die Justirung des Lehrgerüstes ermöglicht. Die Methode der Ausrüstung mittelst Sandcylindern, welche im Jahre 1854 von Beaudemoulin angegeben ist, gewährt eine sehr einfache Senkung des Gerüstes, läßt aber beträchtliche Senkungen nicht zu und verlangt einige Vorsicht in Bezug auf Trockenerhaltung des Sandes. Noch zweckmäßiger ist die Guyot'sche Vorrichtung, bei welcher Sandcylinder und Schraube combinirt sind.

Keck, die Locomotiven auf der Wiener Weltausstellung. — Nach den Berichten im Engineer, Engineering und Heusinger's Organ für Fortschritte im Eisenbahnwesen bearbeitet, aber nicht von Zeichnungen begleitet.

Favre, verbesserte Luftschleuße für pneumatische Gründungen. — Zweck der neuen Construction ist die Erleichterung der Bodenausförderung. Die Schleuße besteht aus einem 1,77^{m} weiten, 1,83^{m} hohen Blechcylinder, welcher bis zu 1,06^{m} unter der Decke des Caissons in Letzteren eingelassen und mit einer nach innen aufschlagenden Bodenklappe von 0,64^{m} Weite versehen ist. Die mit Material gefüllten Kübel, welche durch diese Schleuße zu befördern sind, werden in einen Blechcylinder gesetzt, der durch eine einfache Vorrichtung unter die Bodenöffnung der Luftschleuße gebracht und gegen den Boden derselben luftdicht angedrückt werden kann. Ist Letzteres geschehen, so öffnet der Arbeiter in der Luftschleuße die Bodenklappe, nimmt den vollen Kübel heraus, ersetzt ihn durch einen leeren und schließt dann die Klappe wieder, worauf die Arbeiter im Caisson den untergeschobenen Cylinder mit dem leeren Kübel zur Seite schieben und durch einen Cylinder mit vollem Kübel ersetzen.

Allgemeine Bauzeitung. XXXIII. Jahrg., 1873, 7 bis 12 Heft.

Baldermann, die Eisenbahnbrücke über die Donau bei Maria-Ort. — Beschreibung und Abbildungen einer Fachwerksträgerbrücke mit unter der Fahrbahn liegenden Hauptträgern nebst statischer Berechnung der Eisenconstruction und Angaben über die Probebelastung. Diese Brücke, mittelst welcher die Bahn von Regensburg nach Nürnberg den Donaustrom unweit Regensburg überschreitet, enthält drei Stromöffnungen von 63^{m} und sechs Fluthöffnungen von 24^{m} Lichtweite, wovon letztere massiv überwölbt sind. Das Gewicht der Eisenconstruction beträgt für eine Oeffnung an Walzeisen 154,97, an Gußeisen 4,08, an Stahl 0,57 Tonnen und es ergiebt sich pro laufendes Meter ein Gewicht von 1,797 Tonne in den Hauptträgern, 0,659 Tonne in den Querträgern und 0,077 Tonne in den Lagern. Zur Aufstellung dienten hölzerne Gerüstjoche, welche leicht zerlegbare eiserne Parallel-Gitterträger trugen. Bei der Belastungsprobe wurde zuerst eine ruhende Last aufgebracht, welche das $1^1/_2$fache der Verkehrslast betrug, und es ergab sich hierbei keine bleibende, sondern blos eine vorübergehende Durchbiegung von 46, resp. 55^{mm} für die flußaufwärts und resp. flußabwärts gelegene Tragwand. Bei der Befahrung mit 5 Locomotiven sammt Tendern à 58800^{k} Gewicht wurden vorübergehende Senkungen von 45 bis 49^{mm} beobachtet und Seitenschwankungen von 6^{mm}.

Wulff, architektonische Harmonielehre. —

Hanhart, über schiefe Durchlässe, Durchfahrten und Ueberbrückungen. — Bis zu 10^{m} Spannweite wird meist nicht zur Anlage von schiefen Gewölben geschritten, sondern die Anlage mit verlorenen Widerlagern, oder die Verdeckung des inneren normalen Gewölbes durch nach besonderen Chablonen gearbeitete Hausteinstirnen, auch wohl besondere aus der Dammböschung hervortretende Stirnmauerabdeckungen, endlich die Aneinanderreihung von schmalen geraden Gurtgewölben verwendet, worüber hier einige Beispiele mitgetheilt sind.

Kutter, Störungen der gleichförmigen Bewegung des Wassers. — Bazin's Versuche mit kleinen Experimentircanälen, deren Wände in glatten Brettern, Cement, Mauerwerk und dergl. hergestellt und daher von verschiedener Glätte waren, haben dargethan, daß die Beschaffenheit dieser Wände von größtem Einflusse auf die Bewegung des Wassers ist und daß daher die üblichen einfachen Formeln $av^2 = RJ$ und $av^2 + bv = RJ$, in welchen v die mittlere Geschwindigkeit, R den mittleren Radius, d. h. den Quotienten $\frac{q}{p}$ aus dem Querschnitt q dividirt durch den benetzten Umfang, J das Gefälle auf die Längeneinheit und a und b zwei Constanten bedeuten, nicht das wahre Gesetz dieser Bewegung enthalten, wenn auch anzunehmen ist, daß bei großen Canälen und Flüssen der Einfluß der Rauhigkeit des Bettes weniger hervortreten wird. Der Herr Verf. leitet ferner aus den Bazin'schen Versuchen die Folgerung ab,

r Einfluß der Rauhigkeit des Bettes mit der Geschwin-
variire, was indessen nicht genügend dargethan scheint.
esonders großem Einflusse ist gewiß auch die Geschiebe-
g in Canälen und Flüssen, nur ist diesem Umstande
beizukommen, weil die Geschwindigkeit am Boden selten
t ist. Bazin hat zwar aus seinen Versuchen Formeln
itet, welche die Berechnung der mittleren und der Bo-
schwindigkeit aus der Oberflächengeschwindigkeit gestatten,
aber experimentell noch nicht nachgewiesen, daß diese
ln auch für größere Wasserläufe Gültigkeit haben, und
dürften die von dem Herrn Verf. aus einigen Wasser-
gen des Herrn Grebenau im Rhein abgeleiteten,
as außerordentlich complicirten Formeln kaum allgemeine
keit haben.

Bopper, Typus der neueren Bierbrauereian-
in Böhmen. —

Beiger, Wasserstationsanlage mit Sammel-
n. — Als in Folge der Erweiterung des oberschwäbischen
ahnnetzes die Station Aulendorf der Ulm-Friedrichs-
r Bahn zu einem Trennungsbahnhof wurde, ergab sich
othwendigkeit, daselbst ein Speisewasserquantum von
itern pro Secunde zu beschaffen, um den Bedarf von
alle halben Stunden daselbst ankommenden Locomotive
ken. Zu diesem Zwecke wurde in dem vorbeifließenden
ache ein 1 m hoher, 1,32 m langer und breiter Fassungs-
mit Schlammkasten hergestellt, aus welchem das Wasser
eine Röhrenleitung nach dem Filtrirbassin geführt wird.
röße des letzteren ist so bemessen, daß auf 1,5 cbm reines
pro Tag 1 qm Filterfläche gegeben ist, und das Filter
aus einer 0,36 m hohen Schicht Findlinge, einer 0,15 m
Lage grober Kies, einer 0,2 m starken Schicht feiner
und einer 0,57 m starken Lage grober und feiner Sand
0,8 m Wasserbedeckung. Das gereinigte Wasser gelangt
Reinwasserreservoir von 150 cbm Fassungsraum, welches
wie das Filterbassin in Beton (1 Th. Ulmer Cement
bis 6 Th. Sand und Kies) ausgeführt und mit einem
starken Portlandcementüberzug geputzt, übrigens aber
nem Schieferdache bedeckt ist. Zum Reinigen des Fil-
nn ein Spülstrom von unten eingelassen werden, auch
während dieses Processes die oberste Sandlage mittelst
a durchrührt. Wenn das Bachwasser genügend rein ist,
asselbe nicht erst filtrirt, sondern sofort zum Bahnhofe
. Für die Leitung nach den Wasserkrahnen war ein
ibles Gefälle von 2,673 m vorhanden und die Weite
hren ist nach der Prony'schen Formel so berechnet, daß
der letzte 700 m entfernte Wasserkrahn in ca. 5 Minuten
Wasser (eine Locomotivfüllung) liefert.

Morlok, Gebäude der Station Schrozberg. —
er württembergischen Eisenbahnlinie Ellwangen-Mer-
m sind die Eisenbahnstationsgebäude dem Architectur-
er der Stadt Rottenburg an der Tauber (Frührenais-
angepaßt.

. Tooth, statistische Daten über den Bau der
ischen Nordbahnstrecke Salgó-Tarján-Rut-
– Genannte Eisenbahnstrecke umfaßt drei Berg- und
halbahnen mit vielen Curven und Steigungen bis zu
Mille. Obiger Aufsatz bringt nun ausführliche No-
nd Zusammenstellungen über Erd- und Felsbewegung,
und Futtermauern, Tunnels, Brücken und Durchlässe,
Straßenbauten, Fluß- und Uferschutzbauten, Beschotterung,
Hochbauten, Einfriedigungen und dergl., welche für die Beurtheilung und Veranschlagung ähnlicher Bahnen von großem
Nutzen sein werden.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXV. Jahrg. 1873. Heft 16—18.

Illeck, über einfach wirkende Wasserhaltungsmaschinen. — In dieser sehr instructiven Abhandlung zeigt der Herr Verfasser, daß die Ueberwucht des Gestänges bei Dampfkünsten sehr zweckmäßig durch hydraulische Balanciers ausgeglichen werden kann, wenn nämlich das Steigrohr der Drucksätze am oberen Ende vom Niveau des Saugventiles des oberen Drucksatzes an entsprechend verengert und verlängert wird. Auch die Theorie des sogenannten Bochkoltz'schen Kraftgenerators und eines ähnlichen unterhalb des Balanciers anzubringenden Pendelgewichtes wird aufgestellt und das Verhältniß zwischen der Maximal- und der mittleren Geschwindigkeit abgeleitet.

Rayl, Reinigung der Locomotivenkessel von Kesselstein. — Nach Versuchen, welche auf der Kaiser Ferdinands-Nordbahn abgeführt worden sind, ist das Verfahren des Ausblasens unter Dampf (30 bis 20 Pfd. Druck) viel wirksamer zur Entfernung des Kesselsteins, als das Ablassen des Wassers nach Abkühlung des Kessels, indem durch das Ausblasen 52 Proc. des anhaftenden Kesselsteins entfernt werden. Auch hat dieses Verfahren, während der zehnmonatlichen Versuchszeit keine Art von nachtheiligen Einfluß auf die Kessel ausgeübt, so daß es seit 1869 bei sämmtlichen Locomotiven der Bahn eingeführt ist.

Stevenson, über die Bewegung des Wassers in Flüssen. — Durch die Vergleichung zahlreicher unmittelbarer Messungsresultate mit den Ergebnissen der hauptsächlicheren in England gebräuchlichen Formeln von Leslie, Dubuat, Robison, Beadmore, Downing, Ellet 2c. wird gefunden, daß Downing's Formel $V = 100\sqrt{RJ}$, worin R den mittleren Radius, J das Gefälle pro Längeneinheit, V die Geschwindigkeit pro Secunde in Cubicmetern bedeutet, nur für große Flüsse paßt, im allgemeinen aber mit einem Coefficienten c behaftet werden muß, der folgende Werthe hat:

für große Flüsse à 480 cbm p. S. c = 1,00
„ gewöhnl. „ à 75 „ „ = 0,95
„ „ „ à 60 „ „ = 0,93
„ kleine „ à 30 „ „ = 0,85
„ „ „ à 3 „ „ = 0,75

Bei gutgehaltenem Flußbett ist zu setzen:
bei mehr als 0,9 m Geschwindigkeit p. S. c = 1,00
„ „ „ 0,46 „ „ = 0,94
„ „ „ 0,076 „ „ = 0,72

Bei Canälen, Gräben, Dohlen in guter Mauerung c = 1,00
„ „ „ in Erde gut gehalten = 0,94
„ „ „ „ weniger „ = 0,90

Auch für Rohrleitungen ist dieselbe Formel anwendbar, geht aber für $R = \frac{d}{4}$ über in $V = c.50\sqrt{Jd}$, oder bei Einführung der Wassermenge Q p. S. in $d = 0{,}23\sqrt[5]{\frac{Q^2}{J.c^2}}$.

Hier soll nun

bei großer Geschwindigkeit p. S. c = 1,10 bis 1,00
" 0,45 m " = 0,96
" 0,30 " = 0,95
" geringer " = 0,93

genommen werden. Ausführlich im Engineering vom 4. Juli 1873.

Heinrich, über die Paragon-Maschine von Brotherhood & Hardingham. — Obwohl von dieser Maschine noch keine eingehenden Beschreibungen existiren, so läßt sich doch aus der allgemeinen Einrichtung dieser dreicylindrigen Maschinen, bei denen der Dampf stets auf die der Centralkammer zugekehrte Seite der drei Kolben drückt, nachweisen, daß ein ganz gleichförmiger, ein Schwungrad unnöthig machender Gang derselben nicht möglich ist. Es findet von 30 zu 30° ein abwechselndes Arbeiten von zwei und von nur einem Kolben statt. Ebenso wenig ist bei dieser Maschine eine öconomische Expansion durch Einsetzen von Segmentstücken in den Schieber zu bewirken möglich.

Schrabetz, Schienenbiegapparat. — Das Biegen der an beiden Enden festgehaltenen Schiene erfolgt mit Hilfe von zwei Kniehebelpressen, welche in $^2/_{13}$ der Schienenlänge vom Ende angreifen. Von den Pressen hat die eine eine rechts-, die andre eine linksgängige dreigängige Schraubenspindel. Die daran sitzenden Schraubenmuttern bilden die Kniee der Hebel und die Drehung der Schraubenspindel erfolgt durch einen Ratschhebel. Eine Scala zeigt die Größe der Ausbiegung. Die Zeit zum Biegen einer Schiene beträgt sammt allen Nebenarbeiten bei 4 Mann Arbeitern 4 bis 5 Minuten, das Gewicht des Apparates 75 Pfund und dasjenige einer completten Garnitur ca. 2 Ctr.

Scheidtenberger, Damm und Durchlaß einer 45,51 m hohen Schluchtübersetzung. — Auf der Karstbahn war bei Oberlesece eine tiefe Schlucht zu überschreiten und hierzu ein Viaduct projectirt. Da jedoch während des Aushubes zu den Pfeilern größere Erdrutsche stattfanden, so wurde beschlossen, dafür einen 139,07 m langen, 45,51 m hohen Damm mit Durchlaß zu construiren. Der Durchlaß hat ein tunnelartiges Profil mit Sohlengewölbe und Hintermauerung erhalten, folgt der Richtung und dem Gefälle des Wasserlaufes, mündet auf beiden Seiten schief gegen die Façaden der Dammfüße aus und ist aus Bruchsteinquadern der Sandsteinformation mit 0,95 m Stärke hergestellt. Da die Schlucht nur eine geringe Sohlenbreite besitzt, so sind für die Dammfüße gewölbartig eingespannte Stützmauern mit 56,9 m Radius und 1,896 m oberer Stärke ausgeführt, auf denen zweifüßig geböschte, unten 3,793, oben 2,845 m starke Fußmauern, die auf der rückwärts ausgeführten Steinschüttung aufliegen, fußen. Der Cubicinhalt der Dammschüttung beträgt 215950 cbm und diese Schüttung konnte nicht mit besonderer Sorgfalt ausgeführt werden. Nachdem der Damm im Rohen vollendet war mit 2,529 m Ueberhöhung und einer Böschung von 1 : 1,422 (die Breite an der Sohle beträgt 138,76 m) zeigten sich in Folge eines 5 bis 6tägigen Regens in der Nähe der Bruchfugen des gewölbten Durchlasses abgebröckelte und herausfallende Steine, so daß dieses Gewölbe durch eine 0,95 m starke innere Bekleidung aus Werkstücken und das Sohlengewölbe durch eine solche Bekleidung mit 0,634 m Stärke verwahrt und gesichert werden mußte. Der Dammkörper ist von der Krone bis zu den Fußmauern mit einer 1,896 m starken Steindecke belegt. Die Kosten dieser Schluchtübersetzung betrugen 1690 fl. pro laufendes Meter.

(Schluß folgt.)

Correspondenz.

New-York, 25. April 1874.
(15 Dey Street. P. B. 4001.)

An die löbl. Redaction des „Civil-Ingenieur".

Darf ich Sie um die Gefälligkeit bitten, den folgenden Zeilen, welche viele Ihrer Leser vor Nachtheil schützen dürften, einen Platz in Ihrem geschätzten Journale zu gewähren.

Während der vielen Jahre, die ich schon hier lebe, bin ich sehr häufig von drüben her um Rath wegen Erwerbung von amerikanischen Patenten angegangen worden, habe aber fast in allen solchen Fällen gefunden, daß die Erfinder aus Mangel an Kenntniß der hiesigen Gesetze sich von vornherein in erheblichen Nachtheil gebracht haben, und ein erst vor ein paar Tagen mir wieder vorgekommener Fall dieser Art veranlaßt mich zu diesen Zeilen.

Alle amerikanischen Patente, gleichviel ob für Vereinigte Staaten Bürger oder Ausländer, werden für die Dauer von siebzehn Jahren ertheilt, doch müssen Ausländer, wenn sie sich diese lange Dauer des Schutzes für die Ver. Staaten sichern wollen, das amerikanische Patent früher als das ihres eigenen Landes erwerben, weil, wenn das für eine kürzere Dauer geltende europäische Patent früher erworben worden ist, als das amerikanische, das letztere gleichzeitig mit dem europäischen abläuft. Da nun in Deutschland Patente auf nicht so lange Dauer ertheilt werden, wie in den Vereinigten Staaten, — in Preußen z. B. nur auf 5 Jahre — so liegt es auf der Hand, daß Jemand, der in Preußen ein Patent erhalten hat, und erst später ein Amerikanisches erwirbt, seine Erfindung für wenigstens 12 Jahre weniger in den Ver. Staaten geschützt sieht, als wenn er das amerikanische Patent früher als das preußische erworben hätte. Patente aber, welche nur auf die kurze Frist von vier oder fünf Jahren geschützt sind, sind hier nur äußerst schwer und nur in sehr seltenen Fällen unterzubringen, oder wenn es dennoch gelingt, dann doch nur für einen geringen Preis, während solche Patente, welche werthvoll und auf die Dauer von 17 Jahren geschützt sind, hier in der Regel recht gut, und in den meisten Fällen wohl besser als in Deutschland verwerthet werden können. Deshalb sollte jeder deutsche Erfinder, der auch auf Amerika speculirt, **zuerst** das Ver. Staaten-Patent erwerben. Uebrigens bin ich stets gerne bereit, Landsleuten, welche hier Patente erwerben oder verwerthen wollen, auch mit weiterem Rath an die Hand zu gehen, wenn sie sich an mich wenden wollen.

Achtungsvoll

Frdr. Gerhard, German Publisher.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem zwanzigsten Bande des

Civilingenieur.

№ 5.

Literatur.

Weisbach's Ingenieur. Sammlung von Tafeln, Formeln und Regeln der Arithmetik, der theoretischen und praktischen Geometrie, sowie der Mechanik und des Ingenieurwesens. Sechste, völlig umgearbeitete Auflage, unter Mitwirkung von F. Reuleaux, Professor, Director der Königl. Gewerbe-Akademie in Berlin, herausgegeben von G. Querfurth, Ingenieur und Professor am Polytechnicum zu Braunschweig. Mit zahlreichen Holzstichen im Text. Erste Abtheilung. Braunschweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. 1874.

Mit dem bekannten Weisbach'schen Ingenieur ist in der 6. Auflage desselben, wovon uns das erste Heft vorliegt, insofern eine wesentliche Veränderung vorgenommen worden, als die Tabellen allgemeinen Inhalts sämmtlich aneinander gereiht und in ein Heft zusammengestellt, hierbei aber auch gedrängter arrangirt und wesentlich bereichert worden sind. Als neue Tabellen heben wir hervor eine Factoren- und Primzahlentafel, die Tabellen für Zinseszinsen- und Rentenrechnungen, Tabellen zur Verwandlung der Centesimal- in Sexagesimalbogen u. s. w. Auch der in dieser Ausgabe angewendete klarere und deutlichere Druck zeichnet dieselbe vor ihren Vorgängern aus.

Die Schule des Locomotivführers. Handbuch für Eisenbahnbeamte und Studirende technischer Anstalten. Gemeinfaßlich bearbeitet von J. Brosius, königl. Maschinenmeister, und R. Koch, Maschineningenieur. Mit einem Vorwort von Edmund Heusinger von Waldegg, Redacteur des „Organs für Eisenbahnwesen". Zweite Abtheilung: Die Maschine und der Wagen. Mit 361 Holzschnitten, 1 lith. Tafel und 1 Tabelle. Wiesbaden. C. W. Kreidel's Verlag. 1874.

In der zweiten, 18 Bogen starken Abtheilung der obigen vortrefflichen „Schule des Locomotivführers" werden eingehend die verschiedenen Locomotivsteuerungen und dann die einzelnen Theile des Wagens und der Maschine abgehandelt. Selbstverständlich ist überall der practische Gesichtspunkt vorwiegend im Auge behalten und jede Rechnung vermieden, es sind aber selbst die Steuerungen so eingehend und verständlich behandelt, daß sich jeder aufmerksame Leser ein Urtheil über dieselben bilden kann. Demgemäß bildet dieses Buch eine nothwendige Ergänzung zu vielen, mehr die Theorie der Locomotive und der Coulissensteuerungen behandelnden Werken und kann in einer Ingenieur-Bibliothek ebensowenig fehlen, als Scholl's „Führer des Maschinisten".

Der Lichtpaus-Proceß. Verfahren zum rein mechanischen mühelosen Copiren von Zeichnungen jeder Art und Größe mittelst lichtempfindlichen Papiers. Für Baubehörden, Bergwerke, Maschinenfabriken, Eisenbahnen, Architecten, Ingenieure, Geometer, Zeichner u. s. w. Von Romain Talbot. Nebst einer Lichtpause als Beilage. Berlin. C. Lichtwerck.

Ausführliche Anweisung zur Ausführung einer photographischen Copirmethode, welche für viele Techniker ungemeine Erleichterungen bieten wird und bereits von verschiedenen Eisenbahnbüreaus, Maschinenfabriken, Baugesellschaften und dergl. adoptirt worden sein soll.

Die Mitwirkung der K. K. Genietruppe beim Bau der Kaiser Franz Joseph-Hochquellenleitung von Alphons Makowiczka, Oberlieutenant im 2. Genie-Regimente. Mit 4 lithographirten Tafeln. (Separatabdruck aus den Mittheilungen über Gegenstände des Artillerie- und Geniewesens.) Wien 1874. Selbstverlag des K. K. Techn. und Administr.-Militär-Comité. Druck von R. v. Waldheim.

Vorliegende Monographie enthält eine eingehende Beschreibung der von einer wohl organisirten und intelligent geleiteten Truppe ausgeführten schwierigen Stollnbetriebsarbeiten an der Wiener Hochquellenleitung nächst Kaiserbrunn nebst Mittheilung der dabei gemachten Erfahrungen bezüglich der zweckmäßigsten Betriebsmethode, Arbeitsleistung, Sprengmethode u. s. w. und ist daher allen Ingenieurs und besonders Eisenbahnunternehmern, Bergbeamten, Steinbruchsbesitzern u. s. w. angelegentlichst zum Studium zu empfehlen, zumal es an zuverlässigen Angaben über derartige Arbeiten im Allgemeinen gar sehr fehlt.

Neuer patentirter Schienenbieg-Apparat von Emil Schrabetz, Ingenieur. Mit einer Tafel in Quart. Zweite Auflage. Wien 1874. Lehmann & Wentzel. Buchhandlung für Technik und Kunst.

Wer von diesem zweckmäßigen Apparate nicht bereits aus der Journalliteratur nähere Notiz genommen hat, möge sich mit demselben durch die Lecture obiger kleinen Broschur bekannt machen.

Die Verbindlichkeit zum Schadenersatze für die bei dem Betriebe von Eisenbahnen, Bergwerken, Fabriken rc. herbeigeführten Tödtungen und Körperverletzungen. Gesetz vom 7. Juni 1871. Mit Erläuterungen von L. Jacobi, Geh. Regierungsrath, Mitglied des Reichstages und des Hauses der Abgeordneten. Zweite Auflage. Berlin 1874. Fr. Kortkampf.

Eine nähere Darlegung des Haftpflicht-Gesetzes und sachverständige Erläuterungen zu demselben, wie sie vorgenanntes Werkchen liefert, müssen Jedem, der mit diesem Gesetz in Conflict zu gerathen befürchten muß, höchst willkommen sein. Der vorliegende Commentar giebt überdies über die bisherigen Erfolge dieses Gesetzes Auskunft, indem er die Entwickelung und die Erfahrungen der Unfall-Versicherungsgesellschaften vor Augen stellt.

Allgemeine Maschinenlehre. Ein Leitfaden für Vorträge, sowie zum Selbststudium des heutigen Maschinenwesens, mit besonderer Berücksichtigung seiner Entwickelung. Für angehende Techniker, Cameralisten, Landwirthe und Gebildete jeden Standes. Von Dr. Moritz Rühlmann, Professor an der königl. preuß. polytechnischen Schule in Hannover, Ritter des hannover'schen Guelphenordens dritter Classe und des Ordens der französischen Ehrenlegion, Officier des öffentl. Unterrichts in Frankreich, Ehrenbürger der Residenzstadt Hannover, Ehrenmitglied des sächs. Ingenieur- und Architecten-Vereins, des polyt. Ver. f. d. Königr. Bayern u. s. w. Vierten Bandes zweite Abtheilung. Mit zahlreichen Holzschnitten aus dem xylographischen Atelier von A. Probst. Braunschweig. C. A. Schwetschke u. Sohn. (M. Bruhn.) 1874.

In dieser Abtheilung des vierten Bandes der in d. Bl. wiederholt rühmend hervorgehobenen „Allgemeinen Maschinenlehre" werden zunächst die Schiffsdampfmaschinen beendigt, sodann die Schiffsdampfkessel besprochen, Formeln über den Schiffswiderstand und die Berechnung der Bewegungsarbeit von Dampfschiffen mitgetheilt, endlich der Bau eiserner Dampfschiffe abgehandelt. Hierauf werden im vierten Capitel nach einer interessanten geschichtlichen Einleitung die Maschinen zum Heben und Senken fester Körper vorgeführt, als Hebeladen, Flaschenzüge, hydraulische Hebevorrichtungen, Winden und Krahne, Excavatoren, Gichtaufzüge, Winden mit Schraube, Ketten und Riemen, Kohlenabladevorrichtungen, Fahrbühnen, Bremsberge, Fördermaschinen, Fahrkünste, Seilebenen, Zahnstangenbahnen und dergl., sämmtlich durch deutliche Beschreibungen und gute Holzschnitte erläutert und mit zahlreichen Literaturnachweisungen versehen. In einer dritten Abtheilung, deren Erscheinen in baldige Aussicht gestellt ist, werden die Ramm- und Bagger-Maschinen, die Maschinen zum Wasserfördern, zum Blasen und Saugen von Luft u. s. w. abgehandelt werden. Auch das vorliegende Heft legt wieder rühmliches Zeugniß für die große Belesenheit und genaue Sachkenntniß des Herrn Verfassers ab und ist eine wahre Fundgrube der werthvollsten technischen Notizen.

Illustrirtes Baulexicon. Praktisches Hilfs- und Nachschlagebuch im Gebiete des Hoch- und Flachbaues, Land- und Wasserbaues, Mühlen- und Bergbaues, der Schiffs- und Kriegsbaukunst, sowie der mit dem Bauwesen in Verbindung stehenden Gewerbe, Künste und Wissenschaften. Für Architekten und Ingenieure, Baugewerken und Bauherren, Baubeflissene und Polytechniker, sowie für Archäologen, Kunstliebhaber und Sammler. Unter Mitwirkung bewährter Fachmänner herausgegeben von Baurath Dr. Oscar Mothes, Architect, Inhaber der k. k. österr. gold. Medaille für Kunst und Wissenschaft, corresp. Ehrenmitglied der Sociedad scientifica in Murcia u. s. w. Dritte gänzlich umgearbeitete und vermehrte Auflage. 11. bis 21. Heft. Leipzig und Berlin. Verlagsbuchhandlung von Otto Spamer. 1874.

Obiges nützliche Nachschlagebuch schreitet in seiner dritten Auflage rüstig vorwärts und zeigt in jedem neu erscheinenden Hefte wesentliche Verbesserungen gegen die vorige Auflage, welche theils im Wegfall minder wichtiger Artikel der früheren Auflage und in der Aufnahme neuer Artikel, theils in der Umarbeitung solcher Artikel durch neugewonnene sachverständige Mitarbeiter, theils in der Vermehrung der Holzschnitte bestehen, deren Aufzählung hier aber zu weit führen würde. Eine total neue Bearbeitung hat u. A. der Artikel „Brücke" erfahren, überhaupt zählt der erste Band, welcher die Buchstaben A und B umfaßt, 72 Bogen gegen 63 in der früheren Auflage.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXV. Jahrg. 1873. Heft 16—18. (Schluß.)

Habermann und Weidel, Analyse des neuen Trinkwassers der Stadt Wien. — Das Wasser der beiden Quellen, welche Wien versorgen, und von denen die Stixensteiner Quelle täglich 634100, der Kaiserbrunnen täglich 625536 Eimer liefert, ist bereits früher von Prof. Schneider analysirt worden. Die Herren Dr. Habermann und Dr. Weidel haben nun auch das Wasser aus dem Reservoir am Rosenhügel analysirt und vergleichen die Resultate mit denen der Quellenanalyse, wobei sich Folgendes herausstellt:

	Quellen.	Reservoir.
Kieselsäure	0,021	0,022
Kalk	0,829	0,746
Magnesia	0,130	0,115
Kali und Natron	0,064	0,064
Schwefelsäure	0,123	0,124
Chlor	0,014	0,012
gesammte Kohlensäure	1,659	1,381
freie „	0,182	0,013

	Quellen.	Reservoir.
organische Substanz	0,053	0,129
Glührückstand	1,943	1,767
Härtegrade (Fehling)	10,1	8,6.

In Folge der Abnahme der freien Kohlensäure auf dem Wege von den Quellen bis ins Hochreservoir hat das Wasser auch an festen Bestandtheilen (Kalk und Magnesia) etwas abgenommen, wogegen der Gehalt an organischen Substanzen gewachsen ist. Wenn von einem guten Trinkwasser verlangt wird, daß in 10000 Theilen an

Glührückstand (a)	nicht mehr als	5,0
organ. Substanz (b)	" "	0,50
Salpetersäure (c)	" "	0,04
Chlor (d)	" "	0,08
Schwefelsäure (e)	" "	0,63
Härte (f)		18°

vorhanden sein sollen, so erfüllt das Wiener Trinkwasser diese Ansprüche vollkommen, indessen wäre dann das Donauwasser auch bereits zu den ganz annehmbaren zu rechnen, denn es enthält

	a	b	c	d	e	f
das Trinkwasser	1,767	0,129	0,000	0,013	0,124	8,6
das Donauwasser	1,827	0,208	0,004	0,023	0,235	9,0.

Locomotiven mit Gasheizung. — Für die in Paris beabsichtigte unterirdische Bahn hat Charpentier Locomotiven vorgeschlagen, welche durch 20 an Stelle des Rostes in die Feuerbüchse eintretende Gasflammen geheizt, und deren Verbrennungsproducte und ausblasenden Dämpfe durch Wasser condensirt werden sollen. Gas und Luft sollen unter einem Druck von $0,21^m$ Wassersäule zugeführt werden.

Pontzen, Vorschläge zur Förderung des Eisenbahnbaues. — Nach Ansicht des Herrn Verf. kann an der Kronenbreite der Bahnen gespart werden, da in Amerika vor den Schwellenenden meist kein Bettungsmaterial gegeben wird, auch sei man bei uns zu wählerisch mit dem Bettungsmaterial. Bei der Wahl der Trace könnte viel erspart werden, wenn große Bauobjecte mehr vermieden, oder durch Holzbauten provisorisch ersetzt würden, und wenn den Bahnen mehr Freiheit bei Veränderungen der Trace gegeben wäre, würde mancher exorbitanten Forderung der Grundbesitzer ausgewichen werden können. Große Ersparnisse seien bei den Hochbauten möglich und unter Zugrundelegung geringerer Fahrgeschwindigkeiten dürften Wächterhäuser, Wegschranken, Signalvorrichtungen u. dergl. wesentlich zu reduciren, auch leichtere Schienen zulässig sein. Endlich wird als ein Haupthemmniß die allzugroße Einmischung der Regierung und der militärischen Rücksichten in den Eisenbahnbau bezeichnet.

Weiß, über die Stahlschienen der französischen Nordbahn. — Mittheilung von Versuchen und des in Folge davon gewählten neuen Schienenprofiles, welches bei 97^{mm} Fuß-, 56^{mm} Kopfbreite, 125^{mm} Höhe und 12^{mm} Stegdicke blos $30,3^k$ pro laufendes Meter wiegt, aber eine größere Widerstandsfähigkeit besitzt, als die früher angewandte Eisenschiene von 37^k Gewicht. Der Oberbau kommt mit diesen Stahlschienen pro Kilometer Gleislänge um 5,4 Proc. billiger zu stehen, als bei Eisenschienen.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXVI. Jahrg. 1874. Heft 1—5.

Rziha, maschinelle Förderung aus dem Voreinschnitte des Zizkaberg-Tunnels bei Prag. — Für den Anschluß der Theilstrecke Prag-Wisočan der Turnau-Kralup-Prager Eisenbahn an die Kaiser Franz Josephsbahn blieb kein anderer Weg als entlang des Liebener Thales übrig, und da bereits die Bahn am Zizkaberge hingeführt ist, die neue Linie also oberhalb dieser Bahn zu legen gewesen wäre und überdies zum Theil in Rutschterrain gekommen sein würde, so entschied man sich dafür, die Bahn am Südabhange des Berges längs der Vorstadt Zizkov herumzuführen, obwohl bei dieser Trace eine starke Steigung und ein Sförmig gekrümmter Tunnel nicht zu vermeiden waren, auch vor letzterem ein ca. 400^m langer, 10^m tiefer Voreinschnitt nöthig wurde und die Unterbringung der bei diesem Einschnitt gewonnenen Massen (112000^{cbm}) besondre Schwierigkeiten verursachte. In letzterer Beziehung mußte man sich für die Hebung der Massen auf die Plateauhöhe des Zizkaberges (34^m über der Sohle des Einschnittes) entscheiden, und da die Vollendung des Werkes im Laufe eines Sommers zu bewirken war, so wurde auf dem Berge eine kräftige Dampfmaschine zum Betrieb einer Seilebene mit zwei Gleisen aufgestellt. Das Längenprofil der Letzteren zeigt ein durchschnittliches Steigungsverhältniß von $22\frac{1}{2}$, eine Maximalsteigung von 34,4 Procent. Bei jeder Tour sollten vier 55 Ctr. schwere Wagen mit $1,58^m$ Geschwindigkeit angeholt werden, so daß eine Maschine von ca. 87 Pferdekräften nöthig wurde. Wegen des provisorischen Characters der ganzen Anlage wurde eine alte Locomotive benutzt, welche mittelst doppeltem Vorgelege die Seilkörbe bewegte und ohne alle Ueberdachung in einer tiefen Grube auf einem Holzgestelle ruhte. Der Oberbau wurde aus neuen Schienen mit größter Sorgfalt dargestellt. Abstand der Geleise $1,896^m$ von Mitte zu Mitte. Spurweite $0,71^m$. Die Anschlußgeleise, welche Curven von $7,5^m$ Radius erhielten, wurden aus leichteren Schienen gefertigt. Als Förderwagen dienten zweckmäßig construirte Wagen mit Seitenkippung, deren Räder genau $0,685^m$ Spurweite und $0,790^m$ Distanz besaßen; das Drahtseil erhielt 33^{mm} Durchmesser und wickelte sich auf Trommeln von $2,37^m$ Durchmesser derartig auf, daß die Gänge nur nebeneinander zu liegen kamen. Zum Tragen des Seiles dienten in Abständen von $6,32^m$ concav gedrehte eichene Walzen von $0,158^m$ kleinstem Durchmesser mit vorspringenden Blechscheiben an den Stirnflächen und oben am Endpunkte der Seilebene zwei kräftige Seilräder. Zur Ertheilung von Signalen war ein einfacher Telegraph hergestellt. Da auf dem Berge das Speisewasser mangelte, so wurde dieses mittelst einer Decker'schen Dampfpumpe beschafft, welche mittelst einer in einem Graben liegenden und mit Stroh umwickelten, 195^m langen und 4^{cm} weiten Leitung von Gasröhren aus dem Kessel der Maschine gespeist wurde und das Wasser in einer 186^m langen Röhrentour $53,1^m$ hoch hob. Bei $5,65^k$ Druck pro $\square^{cm}$ und 110 bis 130 Hüben pro Minute lieferte diese Pumpe 63 bis 84 Liter Wasser und beschaffte in $1\frac{1}{2}$ Stunden Zeit den ganzen Wasserbedarf der Fördermaschine. Wenn ein Zug Wagen im Einschnitt geladen und aufgestellt war, wurden abwechselnd rechts und links vier beladene Wagen gegen leere ausgetauscht, was unter Leitung eines besonderen Aufsehers geschah. Für jede Manipulation

waren besondere Arbeiterpartieen organisirt, welche die Arbeiten im Accord ausführten. Binnen einer zehnstündigen Arbeitszeit wurden 100 Züge = 20000 Ctr. befördert und es berechnen sich die Kosten pro Cubicmeter auf 56 Kr., pro Centner auf 1,1 Kr. Der horizontale Transport betrug hierbei $151{,}7^{m}$, der verticale $34{,}1^{m}$ und der durchschnittliche Rangirtransport 76^{m}.

Engerth, Patentschutzcongreß in Wien. — Der gelegentlich der Weltausstellung vom 4. bis 8. August 1873 in Wien tagende Patentschutzcongreß hatte die Nothwendigkeit des Patentschutzes anerkannt und beschlossen, daß das Gesetz als Bestimmung enthalten müsse, daß nur der Erfinder oder dessen Rechtsnachfolger ein Patent erlangen könne, daß ein solches einem Ausländer nicht versagt werden dürfe, daß dieserhalb eine vorläufige Prüfung geboten sei, daß Patente auf 15 Jahre zu ertheilen seien, daß mit der Ertheilung eines Patentes eine vollständige, zur technischen Anwendung der Erfindung befähigende Publication verbunden sein müsse, daß die Kosten der Patenterlangung gering, aber die Abgabescala eine steigende sein solle, um die Erfinder zu veranlassen, nutzlose Patente bald fallen zu lassen, daß durch gute Organisation die Kenntnißnahme der Specificationen und die Nachforschung über noch in Kraft stehende Patente möglichst erleichtert werden müsse, und daß nach einmaliger Ausführung einer patentirten Erfindung die Nichtausübung derselben nicht das Erlöschen des Patentes zur Folge haben dürfe, die Erwerbung und Anwendung desselben vielmehr den Landesangehörigen möglich sein solle. Schließlich wurde eine Art permanentes Comité zur weiteren Verfolgung der Angelegenheit eingesetzt und zu dessen Präsidenten Baron Schwarz-Senborn in Wien ernannt.

Warsop's Locomotive mit eingepumpter Luft. — Durch eine am Frame angebrachte und durch den Kreuzkopf der Maschine getriebene Luftpumpe wird Luft nach einem in der Rauchbox befindlichen Röhrenstrange und von da in den Kessel gedrückt, wodurch die Dampferzeugung gesteigert und der Kesselsteinabsatz vermindert, auch eine Dampfersparniß von $16^{2}/_{3}$ Proc. erzeugt werden soll. Nach Reynolds werden die besten Resultate erzielt, wenn pro Pfund Dampf 2 Cubicfuß Luft eingeblasen werden.

Fuchs, Kurbeldynamograph. — Der Herr Verf. tadelt an dem Morin-Clair'schen Kurbeldynamometer, daß der Registrirapparat in der Anwendung zu umständlich und heiklich, sowie zu schwer sei, um häufiger benutzt werden zu können, und hat dieserhalb eine andere einfachere Construction gesucht. Bei dieser wird an die Stelle der gewöhnlichen Kurbel ein Muff aufgesteckt, welcher einen festen und einen beweglichen Arm trägt. Der Letztere ist mit der Kurbel versehen und mit dem Ende einer am Muffe befestigten Blattfeder derart verbunden, daß bei der Arbeit an der Kurbel die Feder gebogen und durch deren Verbiegung die auf die Kurbel ausgeübte Kraft gemessen wird. An dem Ende der Feder ist ferner eine mit Papier überzogene Tafel befestigt, auf welcher ein in einem Schlitze des festen Armes steckender Bleistift beim Drehen der Kurbel eine Curve beschreibt, da der Schlitten mit dem Bleistift durch Räder- und Schnurenübersetzung gleichförmig und langsam nach der Welle hinbewegt wird. Verfertiger dieses Dynamometers ist die Firma: Kraft & Sohn, Wien, Wieden.

Winkler, über den Brückenbau auf der Wiener Weltausstellung. — Als wesentliche Unterschiede des amerikanischen und europäischen Brückenbaues fallen in die Augen: die größere Leichtigkeit, die Verwendung von Gußeisen und Holz zu den gedrückten Theilen, die gelenkartige Construction der Knotenverbindungen, die Vorliebe für combinirte Systeme, die größere Maschinenweite und Höhe der Gitterträger, der Wegfall der Endständer, die Anwendung schmalen Flach- oder Rundeisens zu gezogenen Theilen und der Ketten zum Untergurt der Gitterbrücken, die allgemeinere Verbreitung der Kettenbrücken. Was die gegebene geringere Sicherheit anlangt, so scheint eine Verminderung des bei uns üblichen Sicherheitsgrades zulässig. Gelenkartige Knotenverbindungen dürften bei Anwendung von Gußeisen nicht zu umgehen sein, unterstützen die Aufstellung und gestatten eine exactere Berechnung der Spannungen, setzen aber eine kaum zu erreichende Genauigkeit der Arbeit voraus. Größere Trägerhöhe gewährt Materialersparniß. Die Bevorzugung der combinirten Systeme ist nicht zu rechtfertigen, da diese keine exacte Berechnung zulassen. Bei den combinirten Hängwerksträgern nach Fink's System läßt sich zwar theoretische Klarheit nicht vermissen, aber Materialverbrauch und Stabilität sind mangelhaft. Werden, wie bei den Warrenträgern, Entfernungen der Knotenpunkte bis zu 17^{m} angewendet, so sind zur Aufhängung der Querträger Hilfsconstructionen erforderlich, welche ebensoviel Material beanspruchen, als bei mehrfachen Systemen erforderlich ist. Dasselbe gilt von den Brücken nach Pettit's System. England wendet ebenfalls gern den Warren-Träger an. Die in Wien in Zeichnung ausgestellte Taybrücke war eine Gitterbrücke mit $12{,}5^{m}$ Abstand der Knoten und besonders interessant durch die Methode der Pfeilergründung, in 24^{m} Tiefe bei $5{,}2^{m}$ Fluthwechsel. Die Strompfeiler bestehen aus zwei $2{,}6^{m}$ weiten gußeisernen Cylindern in $3{,}8^{m}$ Axenabstand mit einer gemeinschaftlichen Glocke. Dieses Röhrenpaar wurde durch eine nach Art der hydraulischen Pressen eingerichtete, fernrohrartig verlängerbare, röhrenförmige Strebe gegen einen festen Pfeiler abgespreizt, um seine senkrechte Stellung zu sichern.

Die südamerikanische Eisenbahn über die Andes — steigt von Callao sanft bis Lima, folgt von hier dem Rimacthale bis Santa Clara und tritt bald nachher in die gigantischste Gebirgslandschaft ein. Bei La Chosica erreicht sie die stärkste Steigung von 1 : 20,5, zieht sich dann als Zickzackbahn bis San Bartolome und läuft von hier aus längs eines senkrechten Abhanges bis zu der 175^{m} langen, auf Pfeilern von 44, 77 und 57^{m} Höhe liegenden Brücke bei Agua da Verrugas, welche als ein Meisterwerk amerikanischer Ingenieurkunst angesehen wird. Von den drei Oeffnungen dieser Brücke besitzt die mittelste $36{,}6^{m}$ Spannweite; sie wurde im Ganzen 76^{m} hoch gehoben. Die eisernen Pfeiler bestehen aus zwölf $0{,}3^{m}$ starken, durch zusammengeschraubtes Sextanteisen gebildeten Röhren und haben am obern Ende $4{,}6^{m}$ Breite bei $15{,}2^{m}$ Länge. Hinter diesem Viaducte ist die Bahn längs des Gebirges an Felsen und schäumenden Wasserfällen hin bis nach Lurco geführt, biegt dann in einer großen Curve um einen Felsenvorsprung herum und steigt in immer höhere Regionen. Das Challappethal wird auf einem $36{,}5^{m}$ hohen Viaduct überschritten, dann folgt ein langer und tiefer Felseneinschnitt und nun tritt die Bahn in das schluchtenartige Matucanathal ein, das sie mit vielen Tunnels, Brücken und Curven zurücklegt. Hinter San Mateo folgt

t unzugängliche Rimacthal, worauf mit einem 1097m Tunnel die Höhe von 4769m erreicht wird; hierauf ich die Bahn in Windungen am östlichen Cordilleren- e nach La Oroya hinab. Von Callao bis zum Sum- tel beträgt die Länge 168,1 Kilometer, die Steigung , von hier bis Oroya die Länge 50,7 Kilometer und ll 1057m. Ein Erdsturz, welcher in einer engen Thal- einen natürlichen Damm von 457m Länge und 90m ildete und einen Fluß zu einem großen See andämmte, chte beim Bau große Unfälle und Kosten. Diese dem Peru gehörige Bahn soll in Jahresfrist vollendet sein.

ohlenschrämmaschine von Firth. — Bei dieser ichen Jahren mit Erfolg in Betrieb gesetzten Maschine as einer großen Keilhaue ähnliche Werkzeug in hori- r Richtung durch einen Hebel in schwingende Bewegung welcher selbst durch den Kolben einer Luftmaschine ge- wird. Das Ganze liegt auf einem vierrädrigen, auf Eisenbahngeleise am Stoße hinrückenden Wagen. Die ne steuert sich selbst und rückt auch selbstthätig vor; aber das Vorrücken zu stark ausfallen sollte, so muß agen vom Wärter etwas zurückgeschoben werden. Die des arbeitenden Instrumentes über dem Boden kann gestellt werden. Bei 1,22m Länge, 0,66m Höhe und is 0,600m Geleisweite beträgt das Gewicht des Appa- ca. 0,84 Tonne. Die Luftspannung beträgt 3 Atmo- bei der über Tage aufgestellten Luftpresse. Zum Be- nes Schachtes mit derartigen Maschinen ist ein Capital 0000 Thlr. erforderlich, nämlich für 2 Dampfkessel Thlr., für die Luftcompressionsmaschine 7500 Thlr., für hlenschrämmaschinen 9000 Thlr. und für Leitung, Druck- or, Montage u. s. w. 7500 Thlr. Die tägliche Lei- beträgt bei der Maschine 60 Tons in einem 2,2m mäch- Flötze und die Kosten incl. Amortisation und Instand- 52 1/6 Thlr. Bei Handarbeit sind zu gleicher Leistung nn, bei der Maschine nur 17 Mann erforderlich. Zur ung einer Maschine ist ein Wärter und zwei Gehilfen lich.

ie Brooklyn-Fundirung. — Beschreibung dieser nten Ausführung nach dem Engineering, Jahrg. 1873.

leiröhren zu Wasserleitungen. — E. de Laval einem Schreiben an den Gemeinderath der Stadt sehr energisch auf die Gefahren aufmerksam gemacht, die Anwendung von Bleiröhren für Trink- und Brauch- itungen habe, da Orfila, Chevallier, Pelouze le andere Chemiker und Aerzte entschieden die Mög- der Aufnahme von Blei durch das Wasser und die chkeit derartigen Wassers behauptet hätten. Wenn da- ingewendet werde, daß das Wasser das Blei nur in Gefäßen angreife, und daß das Pariser Wasser gar reagire, so müsse entgegnet werden, daß alles Wasser g sei und demnach auf Blei oxydirend wirken und auflösen müsse. Man könne sich leicht davon über- wenn man granulirtes Blei mit etwas Quecksilber in birglas giebt und mit Wasser schüttelt, indem sich schon r kurzer Zeit eine weißliche opalisirende Färbung zeige Tropfen Schwefelammonium einen schwarzen Nieder- rzeuge.

ericht der vereinigten Comités über Einfüh- er neuen Maaß- und Gewichts-Ordnung in die Praxis. — Es wird vorgeschlagen, den Zeichnungs- maaßstäben folgende Verjüngungsverhältnisse zu geben: für Baupläne 0,01, für Situationspläne 0,004 oder 0,002, für Höhenmaaßstäbe 0,02. Für Ziegel soll das Normalformat 29cm Länge, 14cm Breite und 6,5cm Dicke, die Stoßfuge 1cm, die Lagerfuge 1,2cm Stärke erhalten. Sand soll nach Cubikmetern, Kalk nach Kilogrammen verkauft werden. Bei Schnitthölzern sind die Längen in Metern, die Breiten und Dicken in Millimetern, die Inhalte nach Cubicmetern anzu- geben, bei Bauhölzern sind solche von 9 × 12, 12 × 16, 15 × 20, 18 × 24 und 21 × 28cm einzuführen. Für Schrauben soll das Whitworth'sche System angenommen werden. Bei Rund- und Quadrateisen will man bei 7 bis 12mm Durchmesser oder Seite ein Wachsthum um 1/2mm, bei 13 bis 35mm ein Wachsthum um 1mm, bei 36 bis 50mm ein Wachsthum um 2mm einführen, bei Flach- und Bandeisen soll die Minimal-Stärke und Breite 3 1/2 und 10mm betragen und bei 10 bis 13mm Breite eine Zunahme der Dicke um 1/2mm, bei 14 bis 105mm eine Zunahme um 1mm, bei mehr als 10mm Dicke eine Zunahme um 2mm und bei mehr als 40mm Stärke eine Zunahme um 5mm stattfinden, die Breite aber von 10 bis 14mm um 1mm, von 14 bis 32 um 2, von 32 bis 60 um 3 und von 60 bis 105 um 5mm zunehmen. Für Schulen, Gefängnisse, Spitäler, Kirchen und Casernen werden ebenfalls gewisse Normalmaaße vorgeschlagen, nicht minder für Straßen- und Wasserbauten.

v. Felbinger, die Illinois und St. Louisbrücke über den Mississippi. — Diese von Capitain Eads und Colonel Flad erbaute Brücke besitzt drei Spannweiten von 152,4, 152,4 und 158,5m, trägt zwei Eisenbahngeleise und darüber eine Fahrbrücke mit Pferdebahngeleisen und Trottoirs und ist eine Bogenbrücke mit röhrenförmigen Gurtungen. Die Bahngeleise haben 1 : 67 Gefälle, die Breite der Brücke be- trägt 16,46m, die Pfeilhöhe der Bögen 14m, die Höhe des Bogenscheitels über dem niedersten Wasserstande 30,5, über dem höchsten 18,3m. Der Widerlagspfeiler am westlichen Ufer mißt, bei 28,7m Länge und 19,2m Breite, 35m Höhe, derjenige am östlichen Ufer aber 59,7m Höhe. Zur Grün- dung der Pfeiler wurde die pneumatische Methode benutzt. Wenn ein Caisson mit der unteren Kante auf dem Felsen auffaß, wurde am Rande eine 1,2m breite Betonlage geschüttet, dann die Luft ausgelassen und Sand eingebracht. Durch mehrmalige Wiederholung dieser Operation gelang die dichte Ausfüllung mit Sand bis nahe unter die Decke und der übrige Raum wurde mit Beton ausgestampft. Der Druck auf die Basis beträgt 100 Tonnen pro □m. Der eiserne Oberbau besteht aus vier Bogenträgern, wovon jeder zwei röhrenför- mige Gurtungen besitzt. Hierzu sind 1036 Stück 3,96m lange und 0,457m weite Röhren im Totalgewicht von 2000 Tonnen verbraucht worden. Jede Röhre besteht aus sechs, faßdauben- ähnlich aneinandergestellten und durch heiß aufgezogene Ringe, eine stählerne Blechhülse und Stehbolzen zusammengehaltenen Lamellen. Zweitheilige stählerne Kuppelungsmuffe bewirken die Verbindung der Röhrenenden und tragen starke Stahl- bolzen, auf welchen die Augen der schmiedeeisernen Diagonal- streben sitzen, durch welche die beiden Gurtungen jedes Bogen- trägers gegen einander abgesteift sind. Die Geleise der Eisenbahn liegen etwas über dem Scheitel der untern Gur- tung. Unsere Quelle giebt Näheres über die Dimensionen der einzelnen Theile und über das Bedingungsheft, wonach verlangt wurde, daß die gußstählernen Lamellen der Röhren

an der Elasticitätsgrenze 4220^k Druck und 2800^k Zug pro $\square^{cm}$ und einen Elasticitätsmodulus von 1,8 Mill. Kilogramm nachweisen mußten, für die schmiedeeisernen Diagonalstangen aber eine absolute Festigkeit von 4220^k, für Stangen, Bolzen, Nieten eine solche von 7030^k vorgeschrieben war, während die Inanspruchnahme für Stahl auf 2100^k, für Schmiedeeisen auf 700^k pro $\square^{cm}$ normirt war. An Stelle des Gußstahls wurde später fast ausschließlich Chromstahl zugelassen, da dieser leichter gleichförmig zu beschaffen war und eine höhere als die ausbedungene Festigkeit besaß. Ein sinnreicher Spiegelapparat an der Probirmaschine gestattete die Beobachtung der Ausdehnung bis auf $\frac{1}{8000}$ ^{mm}.

Pontzen, eine schnellgebaute Eisenbahnbrücke über den Mississippi. — Ungefähr 23 Meilen oberhalb St. Louis ist eine 623^m lange Eisenbahnbrücke mit einem 135,3^m langen drehbaren Felde und gemauerten Pfeilern und Widerlagern bei ca. 5^m Wassertiefe in 150 Tagen vollkommen fertig gestellt worden, obwohl allein zu den Pfeilern 6500^m Pfähle, 30000^{cbm} Bruchsteine und 4370^m Hausteine, zur Herstellung der 1500^m langen Zufahrten 108000^{cbm} Anschüttung und zum eisernen Oberbau 20000 Ctr. Eisen erforderlich waren. Die Brückenprobe fiel sehr günstig aus, indem sich das längste Brückenfeld (77,7^m) unter 5 Locomotiven à 50 Tonnen Gewicht ohne permanente Durchbiegung nur um 38^{mm} senkte.

Morawitz, Bericht des Delegirten zur Enquête der Donau-Regulirungs-Commission.

Pneumatische Depeschenbeförderung. — Zur Aufnahme der Depeschenkapseln genügen Röhren von 57^{mm} Lichtweite und da Röhren von 76,2^{mm} Weite an Geschwindigkeit blos einen Gewinn von 16 Proc. geben, während sie mehr als noch einmal soviel Betriebskraft verlangen, andrerseits aber durch Verdoppelung des Druckes (von 0,349 auf 0,698^k) bei einer Steigerung der Betriebskraft um das Dreifache 30 Procent an Geschwindigkeit gewonnen werden können, so ist es zweckmäßiger, den Druck zu steigern, als die Röhrenweite. Durch Beobachtungen ist constatirt, daß die Geschwindigkeiten mit großer Sicherheit berechnet werden können, daß aber die berechnete mechanische Leistung wegen der Röhrenwiderstände um 20 bis 30 Procent zu niedrig ausfiel.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1874. Band XVIII, Heft 1 bis 3.

Ludewig, das technische Unterrichtswesen auf der Weltausstellung in Wien. — Bei einer Unterrichtsausstellung fällt der sonstige Zweck der Industrieausstellungen, nämlich der Absatz der Fabrikate und die Auffuchung neuer Bezugsquellen, größtentheils, wenn nicht ganz weg und es kann damit nur der Nutzen verbunden sein, daß die nicht unmittelbar an Kauf und Verkauf betheiligten Besucher und besonders Fachmänner ihr Wissen bereichern und nebenbei einigermaaßen den Lehrgang und die Leistungen der verschiedenen ausstellenden Anstalten kennen lernen. Nun läßt sich aber die geistige Arbeit des Unterrichts nicht nach allen Richtungen durch ausgestellte Objecte repräsentiren und es bleiben für technische Anstalten eigentlich nur Lehrmittel, Schülerarbeiten und allgemeine Schulmittheilungen übrig. Was die Lehrmittel anlangt, so ist ihre Ausstellung meist sehr umständlich und die Auswahl so schwierig, daß in dieser Richtung die Wiener Ausstellung nicht recht befriedigte, theils wegen Unvollständigkeit, theils wegen unzureichender Ausführung. Bezüglich der Unterrichtsarbeiten sollten eigentlich nur die zur Illustration der Lehrmethoden geeigneten ausgestellt werden, also solche, die in systematischer Stufenfolge den Unterrichtsgang erkennen lassen. Hierbei fand in Wien eine völlige Ueberschwemmung an Freihandzeichnungen statt, indem öfters mehrere ganz gleichartige Schulen eines Landes ihre im Allgemeinen nicht sehr differirenden Leistungen ausgestellt hatten. Bei planmäßigerer Auswahl und übersichtlicherem Arrangement würde der Zweck ungleich besser erreicht worden sein. Auch waren mehrere eigenthümliche Unterrichtsmethoden nicht vertreten. In Bezug auf allgemeine Schulnachrichten war nur Unvollständiges geleistet, doch ließen einzelne Ausnahmen erkennen, wieviel in dieser Beziehung geboten werden könnte. Was nun specieller die ausgestellten Lehrmittel anlangt, so sind darunter besonders zu nennen: Vorlegeblätter, Modelle, Instrumente und Versuchsapparate, allgemeine Sammlungsgegenstände, indirecte praktische Hilfsmittel, wie Wandtafeln, Zeicheninstrumente, Apparate zu Experimenten u. s. w., endlich Zeichnungen von Hörsälen, Laboratorien, Arbeitstischen für Werkstätten und dergl. Unter den Vorlagen für das Maschinenzeichnen waren viele wegen ihrer schreienden Farbentöne und grellen Schlagschatten zu tadeln, namentlich die französischen, welche überdies häufig nicht einmal Musterconstructionen darstellten. Deutschland und Oesterreich hatten in diesem Genre nichts Bedeutendes ausgestellt, Frankreich zeigte höchst elegant ausgestattete Tafeln von F. Delarne & Fils in Paris und von Wormser. Die Wandtafeln des technologischen Cabinets der Universität Würzburg sind zu klein und zu dunkel colorirt, um empfohlen werden zu können, diejenigen von Ludwig Hestermann, von der Hamburger Gewerbschule, erreichten die französischen Muster nicht, die Wettstein'schen Wandtafeln für den Unterricht in der Naturkunde, welche in dicken schwarzen Strichen auf hellgrauem Grunde geometrische und perspectivische Ansichten von Maschinen darstellen, ersetzen trefflich die Kreidezeichnung an der Wandtafel. Von technologischen Modellen waren viele vortrefflich ausgeführte und glänzend ausgestattete Modelle vorhanden. Besonders reichhaltig war die Ausstellung des polytechnischen Arbeitsinstitutes von J. Schröder in Darmstadt, hierunter Durchschnittsmodelle von Wasserradeinläufen und Wasserrädern, Turbinen, Dampfmaschinen, Locomotiven, Schiebebühnen, Geleiskreuzungen, Weichen, metallurgischen Oefen, Dachgespärren, Treppen, Gewölben u. s. w., die Maschinenmodelle stellten aber nur ältere Constructionen dar. Die bescheidenen Holz- und Pappmodelle von Ludwig Hestermann in Hamburg eignen sich nur für Volksschulen, hervorragende Modelle von Brücken (leider meist in Holz) hatten Carl Grund und Söhne in Wien geliefert, von metallurgischen Oefen die Bergakademie in Freiberg, von Seilbohrern und Hüttenmaschinen die Akademie in Schemnitz, Schiffsmodelle in großem Maaßstabe die Marineschulen in Fiume und Triest. Großartig waren die Modelle der russischen maritimen Ausstellung, jedoch nicht eigentlich für Schulzwecke bestimmt. (Schluß folgt.)

Schaltenbrand, die Locomotiven der Weltausstellung in Wien 1873. — Ueber diesen gründlichen, mit Tabellen, Tafeln und Holzschnitten ausgestatteten Bericht läßt

i Referat nicht geben, sie ist aber Maschinen- und
ihningenieuren angelegentlichst zum Studium zu em-
.

Dornbusch, die Eisenfabrikation Schwedens. —
dens Eiseninduftrie ist in Ermangelung geeigneter und
gelegener Steinkohlenfelder auf die Verwendung von
hlen gewiesen. Die Waldungen in der Nähe der Erz-
: liefern pro Hektare durchschnittlich 2,7 cbm Holzmasse
und jede Tonne Roheisen braucht zur Darstellung
' Holz. Es kommt aber selbst auf den nicht ungünstig
en Hütten 1 Tonne Holzkohlen auf 1 Thlr. 25 Sgr.
zu stehen, so daß der Brennmaterialbedarf pro Tonne
n sich auf 14 Thlr. 16 Sgr. 5 Pf. berechnet, mit-
iber auch wohl doppelt so hoch ansfällt. Die haupt-
sten Eisenerze sind Magneteisenstein, Eisenglanz und
enstein, sowie Sumpf- und Raseneisenstein. Sie kom-
eils in regulären, theils in aufgerichteten und durch-
rgeschobenen Lagern von verschieden großer Ausdehnung
neist mit steilem Einfallen. Die Rotheisensteine sind
iit Augit, Hornblende, Granat, Kalkstein verunreinigt,
gneteisensteine mit noch mehr Beimengungen. Bei einigen
, z. B. Dannemora, finden sich hinreichende Flußmittel
die Erze anderer Gruben bedürfen mehr als 30 Proc.
chlag, wieder andere Erze, die manganreichen, dienen
öllerung mit andern Sorten. Der Eisengehalt der
chen Erze beträgt meist 45 bis 50 Proc., kalkige fallen
ich bis 20 Proc., andere steigen bis 70 Proc. Der
orgehalt variirt durchschnittlich zwischen 0,005 und 0,05
geht aber auch bis 0,1 Proc. Wegen des Gehaltes
wefelverbindungen wird meist eine Röstung in Oefen
lindrischer Form nöthig. Auch Titan ist eine häufige
gung der Erze. Im J. 1871 waren gegen 5000
: in den Eisensteingruben beschäftigt, welche $13^1/_2$ Sgr.
Thlr. 3 Sgr. 10 Pf. pro Tag verdienten und großen-
m Gedinge arbeiteten. Die Mannschaften mit niedri-
Lohne erhalten freies Holz und Wohnung. Die Bohr-
wird einmännisch betrieben und man rechnet, daß ein
: in der zehnstündigen Schicht 1,5 bis 2 m Loch von
Weite schlägt und dadurch $1^3/_4$ cbm Masse gewinnt.
endet Sprengpulver oder Dynamit an und rechnet auf
d Sprengpulver 3, auf ein Pfund Dynamit 5 bis
en Mineral. Die Gewinnung und Förderung kostet
nne Erz 22 Sgr. 10 Pf. bis 4 Thlr. 6 Sgr. 10 Pf.
rgwerksmaschinerie ist wohl gepflegt; man bedient sich
hlich der Wasserkraft, mitunter unter Anwendung
Transmissionen, doch findet sich auch bereits eine An-
inerer Dampfmaschinen. Sumpf- und Rasenerze wer-
onders in den Provinzen Jönköping und Kronoborg
Ufern der Seen und Moräste gewonnen. Die schwe-
Hohöfen fallen durch ihre geringe Höhe, 9 bis 15 m,
bis 1,4 m Durchmesser zwischen den Formen auf.
ngs hat man auch Oefen mit 3 und 4 Formen und
3 85 cbm Rauminhalt, 2 bis 3 m Durchmesser im Koh-
nd 1,5 bis 1,8 m Gichtweite, deren Rauhgemäuer häufig
lackenziegeln gefertigt ist. Mit den Gichtgasen werden
Röstöfen geheizt, welche als cylindrische Schachtöfen con-
ind. Die gerösteten Erze werden in Walzwerken oder
i zu Stücken von 60 bis 90 g Schwere zerkleint, mit
lkzuschlag und den Kohlen sorgfältig gemöllert und so
en, daß die Erze dichter am Rande der Gicht liegen.
kohlung des Fichten- und Kiefernholzes wendet man meist
niedrige stehende Meiler an, welche 125 k Kohle pro Kubik-
meter Holz liefern. Auch eine Mischung der Holzkohle mit
Holz, im Verhältniß von 100 Th. trockenes Eichenholz an
Stelle von 78 Th. Kohle (dem Raume nach) ist mit gutem
Erfolg versucht worden. Bei dem Hohofen zu Schisbyttan
wird das obere Fünftel des 18 m hohen Hohofens mit Holz
beschickt und ungefähr $^1/_3$ der Holzkohle durch Holz ersetzt.
Der Verbrauch an Holzkohle beträgt pro Tonne Roheisen
760 bis 860 k, bei titanreichen Erzen aber bis zu 2280 k.
Den Gebläsewind erhitzt man bei 40 mm Quecksilbersäule Pres-
sung nur auf 220° C.; die Pressung beträgt 22 bis 80, bei
Zusatz von Holz oder Cokes auch bis 110 mm Quecksilber.
Größere Hohöfen geben wöchentlich 120 bis 130 Tonnen
Roheisen, die kleineren aber, in denen der Brennmaterialver-
brauch ungünstiger ist, und wo der Ofen täglich 2 bis 3 Mal
niedergeschmolzen wird, kaum ein Viertel soviel. Die Gicht ist
meist offen und mit einem Blechcylinder zum Auffangen der
Gase versehen. Der Betrieb steht gänzlich unter der Ober-
leitung der Behörden und diese geht systematisch damit vor,
die Zahl der Oefen zu vermindern, gleichzeitig aber die Pro-
duction zu steigern. Wegen der Strenge des Klimas und der
Mangelhaftigkeit der Verkehrswege findet fast durchgängig nur
im Winter und Frühjahr Hohofenbetrieb statt, auch sind die
Hohöfen dieserhalb meist nur isolirt gebaut. Auch auf den
Hütten erhalten die Arbeiter nur geringe Löhne, $16^1/_2$ Sgr.
bis 1 Thlr. $10^1/_2$ Sgr. für die Schmelzer und Aufseher,
$13^1/_4$ bis 22 Sgr. für die gew. Arbeiter, welche deshalb freie
Wohnung mit kleinem Garten genießen, um eine Kuh halten
zu können. Die gesammten Löhne pro Tonne Roheisen be-
rechnen sich auf 1 Thlr. 10 Sgr. 6 Pf. bis 1 Thlr. 21 Sgr.
6 Pf. Das erzeugte Roheisen wird meist auf Schmiedeeisen,
das graue siliciumreichere auf Stahl verarbeitet. Ersteres
darf gar kein bis 0,4 Proc. Silicium enthalten, letzteres 0,7
bis 1 Proc. Beim Frischen bedient man sich der Lancashire-
Methode in Cupoloöfen mit Holzkohlenfeuer, in welche Chargen
von 68 und 127 k eingesetzt werden. 3 Männer, 2 Frischer
und 1 Handlanger, bei Tag und ebensoviel bei Nacht, sind hierbei
zur Bedienung während 6 Tage der Woche beschäftigt.
Schlackenzusatz findet nicht statt. Gewöhnlich wird durch
2 Düsen von 2 cm Weite Wind von 100 bis 200° C. unter
8 cm Quecksilbersäule Pressung eingeblasen. Die wöchentliche
Production eines Ofens beträgt 8 bis 13 Tonnen Schirbel-
eisen, der Verlust 15 Proc. vom eingesetzten Roheisen, der
Holzkohlenverbrauch 580 bis 840 k pro Tonne Schirbeleisen.
Nach der älteren Methode wird dieses Eisen unter Hämmern
gepreßt, dann wieder erhitzt und unter einem Reckhammer
weiter bearbeitet. Neuerdings läßt man das gehämmerte
Eisen durch Walzen gehen, sortirt die Platinen, packetirt sie
für den Glühofen und walzt dann zu Stabeisen aus. Die
schwedischen Schweißöfen sind lang und es werden in dieselben
ununterbrochen kalte Platinen eingesetzt, sobald am anderen
Ende glühende herausgenommen werden. Als Brennmaterial
dient Holzkohle gemischt mit Holz, Steinkohle oder Torf; auch
Gasgeneratiööfen für Torf, Holz oder Sägemehl werden an-
gewandt. Wenn nur Schirbeleisen in den Schweißofen ge-
nommen wird, so werden durchschnittlich 40 Tonnen pro
Woche verarbeitet, bei Platinen aber 68 Tonnen; im letztern
Falle werden 240 bis 470 k Holzkohle pro Tonne Stabeisen
verbraucht. Beim Auswalzen der Platinen findet 9 Proc.,
beim Anwärmen und Ausrecken des Schirbeleisens 12 Proc.
Abbrand statt. Für Schweden ist die Erfindung des Bes-

semerprocesses epochemachend gewesen, da die dortigen Erze sich durch Reinheit auszeichnen und für diesen Proceß bedeutend weniger Brennmaterial erfordert wird. Auf den Bessemerhütten wird das vom Hohofen abgestochene Eisen direct in Chargen von 2,3 bis 3,9 Tonnen in die Converter gebracht, in welche mittelst 6 bis 7 Düsen von 10 bis 18^{mm} Weite gepreßter Wind von 0,84 bis 1,24^{k} Pressung pro □^{cm} eingeblasen wird. Gegen Ende der nur 4 bis 10 Minuten andauernden Periode werden auf einigen Werken, welche kein manganreiches Eisen verarbeiten, 1 bis 1½ Proc. Spiegeleisen zugesetzt. Das Ausbringen an Stahl beträgt 85 bis 89 Proc. Auch das Martin'sche Verfahren und die Uchatiusmethode werden auf einzelnen Werken betrieben; ersteres bietet den Vortheil, daß in demselben Apparate auch Schmiedeeisen zu Rund- oder Nageleisen erzeugt werden kann, während letzterer Proceß Stahl von großer Festigkeit neben mäßiger Härte liefert.

Both, über Excavatoren. — Vergleichung der Excavatoren von Morris & Cumming, von Curtis, Fobes & Co. und von Symonds und Auffuchung einer wirksameren Construction, bei welcher das Zusammengehen der Schneiden erleichtert ist, und eine flachere Schicht abgeschnitten wird.

Das Siemens'sche Pyrometer — welches auf dem Princip beruht, daß sich der Leitungswiderstand eines und desselben Körpers mit der Temperatur ändert, ist für die Handhabung sehr bequem, indem sich der Beobachter weit von dem Raum befinden kann, dessen Temperatur bestimmt werden soll, zeigt aber selbstverständlich plötzliche Temperaturschwankungen nicht an und läßt insofern noch einige Ungewißheit zurück, als man nicht weiß, ob die Leitungsfähigkeit des die Wärme aufnehmenden Körpers durch längeren Gebrauch nicht verändert wird.

Härten von Werkzeugstahl und weichem Gußeisen. — Zur Wiederherstellung verbrannten Stahles bewährt sich das von Kulicke angegebene Mittel, welches aus 180^{g} Weinsäure, 900^{g} Leberthran, 60^{g} Kohlenpulver, 240^{g} Beinschwarz, 300^{g} Rindstalg, 150^{g} Kaliumcyanür und 90^{g} gebranntem Hirschhorn besteht. Wird verdorbener Stahl kirschroth in die aus diesen Ingredienzien zusammengemischte teigige Masse getaucht und dann in Wasser abgelöscht, so wird er wieder brauchbar. Weicher oder weichgewordener Stahl kann auf dieselbe Weise gehärtet werden. Zum Härten von weichem Gußeisen dient das Eintauchen des rothglühenden Stückes in eine aus 10 Eimer Urin, 2,5^{k} Schlämmkreide und 2^{k} Kochsalz bestehende Flüssigkeit.

Wärmeverluste eingemauerter Dampfkessel. — Nach der Revue universelle 1873, S. 439, gehen 20,52 Proc. der bei der Verbrennung der Steinkohle entwickelten Wärme durch Ausstrahlung des Rauhgemäuers verloren, während durch die mit 150° Wärme abziehenden Schornsteingase 5,43, durch unvollständige Verbrennung 5,07, durch unverbrannte Kohlentheilchen 9,10 Proc. Wärme verloren gehen und nur 59,5 Proc. nützlich zur Verdampfung verwendet werden.

Leistung von Dynamit und Schießpulver. — Nach der Mining Gazette wurden bei gewöhnlichem Schießpulver und zweimännischem Bohren von 6 Häuern pro Monat 6,4^{m}, bei Dynamit und einmännischem Bohren aber 12,[illegible] Ort aufgefahren, wobei sich die Kosten auf 491,20 Dollar resp. 573,25 Dollar stellten.

Pilling's Grubenventilationsmethode — besteht darin, daß die durch eine Anzahl von Luftcompressionsmaschinen erzeugte comprimirte Luft zunächst in einer Kammer aufgespeichert und von da mittelst Leitungsröhren nach beliebigen Punkten abgeführt wird.

Prinzhorn, das Wasserglas und seine Anwendung. — Soda- oder Kaliwasserglas wird durch Zusammenschmelzen von 2 Th. Sand und 1 Th. calcinirter Soda oder Potasche in einem Flammofen erzeugt. Das Schmelzproduct wird zerkleinert und unter 4 bis 5 Atmosphären Druck in Wasser gelöst, abgeklärt und auf 35 bis 40° B. eingedampft. Man hat dasselbe als feuersicheren Anstrich, als Ersatz des Oelfarbeanstrichs und zur Verkieselung von Steinen angewandt. Ransome fertigt aus Kieselguhr, Wasserglas, kalkhaltigen Substanzen und Sand künstliche Steine von großer Festigkeit. Wasserglas wird ferner statt Seife bei der Wäsche verwandt, ebenso bedient man sich desselben in der Färberei und Druckerei, sowie zur Stereochromie.

Kühlmann, Girard's Turbinen für das Marne-Wasserwerk in Paris. — Für das genannte Wasserwerk hat Girard Partialturbinen an horizontaler Welle mit innerer Beaufschlagung angewandt. Diese Räder, welche paarweise auf derselben Welle sitzen, haben 11,6^{m} Durchmesser und benutzen 3 bis 4^{m} Gefälle. Sie machen 7 Umgänge pro Minute, so daß die Pumpen direct durch die an den Enden der Wellen aufgesteckten Kurbeln getrieben werden.

Backelberg, Ziegelfabrikation. — In England findet man den Thon erdfeucht an, läßt ihn zwei Walzen passiren, ehe er in die Misch- und Knetmaschine gelangt, und preßt die Ziegel mit 3000^{k} Druck. Derartige Ziegel können sogleich 3^{m} hoch aufgestapelt und am 2. Tage in den Ofen gebracht werden, so daß leichter Frost die Fabrikation nicht stört und keine Trockenschuppen nöthig sind. Dagegen braucht man viel stärkere Betriebsmaschinen, eine Pollock'sche Maschine zur Erzeugung von 2000 Steinen pro Stunde verlangt z. B. eine 24pferdige Dampfmaschine. Auch fallen die Anlagskosten hoch aus, indem z. B. eine Anlage mit 2 Pollock'schen Ziegelpressen auf 60000 Thlr. zu stehen kommt. Als Oefen werden meist Kammeröfen mit sieben Abtheilungen à 10000 Stück verwendet.

Thometzek, Druckpumpe für Wasserwerke. — Bei dem dargestellten Druckwerk ist die Pumpe eine doppeltwirkende liegende Mönchskolbenpumpe mit doppelsitzigen Glockenventilen, kurzem Saugrohr und unmittelbar über den Steigventilen angebrachtem Windkessel. Kolbengeschwindigkeit 1^{m}. Durchgangsquerschnitt der Ventile gleich 1,38 Kolbenquerschnitt. Saugrohrquerschnitt gleich 1,47 Kolbenquerschnitt. Druckhöhe 62^{m}. Wasserlieferung 4,87^{cbm} pro Minute.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem zwanzigsten Bande des

Civilingenieur.

№ 6.

Literatur.

ie gesammten Naturwissenschaften. Für das Verständniß weiterer Kreise und auf wissenschaftlicher Grundlage bearbeitet von Dippel, Gottlieb, Gurlt, Koppe, Mädler, Masius, Moll, Nauck, Nöggerath, Quenstedt, Reclam, Reis, Romberg, Zech. Eingeleitet von Hermann Masius. Dritte, neubearbeitete und bereicherte Auflage. Erster Band. . bis 19. Lieferung. Essen. Druck und Verlag von G. D. Bädeker. 1874.

Mit diesen Lieferungen wird der erste Band des oben nannten Werkes abgeschlossen und dieselben bringen die leteorologie von Dr. P. Reis in Mainz, die Dampfmaine, das Dampfschiff und die Locomotive von Prof. C. L. oll in Riga, endlich die elektrische Telegraphie, Galvanoastik und Photographie von Prof. Dr. C. Nauck in Riga, wie ein ausführliches Sachregister für den ersten Band. ach bei diesen Abschnitten des vorliegenden verdienstvollen ierkes tritt neben dem wissenschaftlichen Geiste der ganzen affassung als nicht geringer Vorzug das besondere Geschick r populären Darstellung hervor, womit sie abgefaßt sind, ıd es kann daher der nunmehr abgeschlossene erste Band s ein ganz vorzügliches Handbuch zum Studium der Anngsgründe in der Mechanik, Physik und Meteorologie, sowie den verschiedenen obengenannten Anwendungen der Naturissenschaft auf Technologie bezeichnet werden, das besonders r Realschulen, Gymnasien und niedere technische Bildungsıstalten, sowie zum Selbststudium geeignet sein dürfte.

orträge über Eisenbahnbau, gehalten an verschiedenen deutschen polytechnischen Schulen, begonnen von Dr. E. Winkler. Zweites Heft. Weichen und Kreuzungen von Dr. E. Winkler, ord. Professor des Eisenbahn- und Brückenbaues an der k. k. technischen Hochschule in Wien. Zweite verbesserte Auflage. Lieferung 2. Prag 1874. Verlag von H. Dominicus.

Vorliegende zweite Lieferung des zweiten Heftes der orträge über Eisenbahnbau, welche die Anordnung der Auseich- und der Verbindungs-Geleise, sowie die Kreuzungen ıthält, bildet den etwas verzögerten Schluß des Heftes und igt gegen die erste Auflage namentlich darin einen Zuwachs, ıß die Geleise mit Kreuzungen speciell behandelt sind. Bei n Berechnungen der Weichen sind durchgängig goniometrische Functionen benutzt, doch sind viele Tabellen zur Erleichterung der Rechnung beigefügt. Besonders zu rühmen sind noch die zahlreichen Holzschnitte und die schöne Ausstattung der zweiten Auflage dieses anerkannt vorzüglichen Werkes.

Vorträge über Eisenbahnbau, gehalten an verschiedenen deutschen polytechnischen Schulen, begonnen von Dr. E. Winkler. Elftes Heft. Signalwesen. Von Dr. Eduard Schmitt, ord. Professor der Bau- und Ingenieurwissenschaften an der Universität zu Gießen. Lieferung 1 und 2. Mit 50 zum Theil colorirten Holzschnitt-Tabellen und 1 lithographirten Tafel. Prag 1874. Verlag von H. Dominicus.

Der Herr Verfasser obigen Werkes, der sich in der Eisenbahnliteratur bereits durch sein Werk über Bahnhöfe und Eisenbahn-Hochbauten einen Namen gemacht hat, behandelt hier das Signalwesen zunächst im Allgemeinen, indem er die Beschreibung der Signalvorrichtungen einer dritten Lieferung vorbehält. Die vorliegende Lieferung enthält daher nach einer kurzen Darlegung der leitenden Grundsätze beim Signalisiren die auf den Stationen nöthigen Signale, die von den Stationen zu gebenden Signale und einen Theil der Signale auf der Strecke. Sebstverständlich sind die Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen hierbei in erster Linie mit berücksichtigt, doch werden auch alle sonstigen wichtigeren Signalordnungen vorgeführt und kritisch beleuchtet. Die systematische Anordnung und die zahlreichen, z. Th. colorirten Abbildungen bieten große Erleichterung für das Verständniß und die gehörige Orientirung unter der Masse der vorgetragenen Signale.

Hilfstafeln zur barometrischen Höhenbestimmung, nebst einer Anleitung zur Untersuchung und zum Gebrauch der Federbarometer. Mit einem Anhang, enthaltend die Höhen der württembergischen Eisenbahnstationen. Von Dr. H. Schoder, Professor der Geodäsie am k. Polytechnikum zu Stuttgart. Zweite verbesserte Auflage. Stuttgart. E. Schweizerbart'sche Verlagshandlung (E. Koch). 1874.

Unter den Schriften, welche sich mit dem Barometermessen und mit den Aneroiden beschäftigen, zeichnet sich die vorliegende durch größere Wissenschaftlichkeit sehr vortheilhaft aus. Sie entwickelt zunächst eine abgekürzte Barometerformel, erklärt dann die Höhenberechnung mittelst der mitgetheilten Hilfstafeln, lehrt die Bestimmung der Constanten der Federbarometer, zeigt den Einfluß der Beobachtungsfehler und die Art, wie am richtigsten mit diesem Instrumente zu arbeiten ist, und handelt zuletzt von der Genauigkeit derartiger Höhen-

messungen. Ein Anhang mit Höhenangaben über viele Punkte der württembergischen Eisenbahnen wird Denen willkommen sein, welche in dortiger Gegend Uebungen im barometrischen Höhenmessen anstellen wollen.

Karmarsch und Heeren's technisches Wörterbuch. Dritte Auflage ergänzt und bearbeitet von **Kick** und **Gintl**, Professoren an der deutschen technischen Hochschule in Prag, unter Mitwirkung der Herren: Brennerei-Ingenieur C. Alter, Oberhüttenverwalter C. Balling, Professor Joh. Brick, Ingenieur F. Benedikt, Ober-Bergrath Prof. B. Cotta, Inspector Otto Gebauer, Prof. H. Gollner, Brauerei-Ingenieur C. Grenzner, Assistent H. Grohmann, Professor A. R. Harlacher, Prof. Dr. Ernst Hartig, Hofrath Professor Dr. Hlasiwetz, Assistent J. Janowsky, Prof. A. Ihl, Ingenieur L. Kohlfürst, Prof. Dr. Gust. Laube, Prof. Ferd. Lippich, Ingenieur Cam. Ludwik, Docent C. Preis, Prof. Joh. Radinger, Prof. Em. Ringhoffer, Regierungsrath Prof. Dr. Fr. Rochleder, Ober-Ingenieur F. Rziha, Docent Sablik, Prof. C. Schorlemmer, Prof. Gustav Schmidt, Berghauptmann Dr. Alb. Serlo, Assistent Zd. Skraup, Prof. Dr. A. v. Waltenhofen, kais. Rath, Prof. Karl Wersin, Prof. Dr. E. Willigk u. A. Mit etwa 2000 in den Text gedruckten Abbildungen. Lieferung 1. Prag, 1874. Verlag der Bohemia, Actiengesellsch. f. Papier und Druckindustrie.

Das Werk, dessen erste Lieferung wir hier mit großen Erwartungen begrüßen, verspricht nicht nur eine Lücke in unserer technischen Literatur auszufüllen, welche schon lange gefühlt worden ist, sondern läßt auch wegen der großen Zahl tüchtiger Mitarbeiter, welche sich zur Bearbeitung desselben verbunden haben, hoffen, daß es vollkommen gelingen und nicht zu lange auf seine Vollendung warten lassen werde. Sein Umfang muß natürlich ein bedeutenderer werden, als derjenige der vor 20 Jahren erschienenen zweiten Auflage, indem eine fast viermal so große Zahl von Artikeln aufzunehmen ist; auch wird die Zahl der Figuren bedeutend vermehrt, die englische und französische Bezeichnung der einzelnen Schlagworte hinzugefügt und die einschlagende Fachliteratur citirt werden; dagegen wird die Einbeziehung rein wissenschaftlicher oder minder wichtiger technischer Begriffe vermieden werden, um den Umfang des Werkes nicht über 40 Lieferungen à 5 Bogen auszudehnen. Die vorliegende erste Lieferung beginnt mit „Abbeizen" und reicht bis „Albumin".

Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik von Dr. phil. **Julius Weisbach**, weil. Königl. sächs. Ober-Bergrath und Professor an der sächsischen Bergakademie zu Freiberg. Fünfte verbesserte und vervollständigte Auflage, bearbeitet von **Gustav Herrmann**, Professor an der Königl. polytechnischen Schule zu Aachen. In drei Theilen. Erster Theil: Theoretische Mechanik. Mit gegen 1000 in den Text eingedruckten Holzstichen. Ersten Theiles eilfte und zwölfte Lieferung. Braunschweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. 1874.

Diese Doppellieferung behandelt das zweite bis achte Capitel der Hydraulik und ist möglicherweise aus Pietät für den verstorbenen Verfasser gegen die frühere Auflage fast gänzlich unverändert geblieben, so daß nicht einmal der neueren Literatur gedacht worden ist. Die nächste Lieferung wird endlich den Schluß des Bandes bringen.

Maschinenwesen und Transportmittel. Von Professor **Herrmann** in Aachen, Prof. Dr. **Hartig** in Dresden, Assistent, Ingenieur **T. Rittershaus** in Berlin, Director **A. Wöhler** in Berlin. Mit in den Text eingedruckten Holzschnitten. Autorisirter Abdruck aus dem „Amtlichen Berichte über die Wiener Weltausstellung im Jahre 1873." Band II. Heft 1. Braunschweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. 1874.

Vorliegender Bericht über das Maschinenwesen und die Transportmittel von der Wiener Weltausstellung bietet nicht nur Denen, welche diese Ausstellung selbst besucht haben, eine Sammlung von werthvollen Notizen und Adressen, sondern ist auch Solchen zu empfehlen, welche am Besuche der Ausstellung verhindert waren, da er ein zwar sehr gedrängtes, aber anschauliches Bild über die gegenwärtigen Bestrebungen und Erfolge in obigen Zweigen der Technik liefert. Der erste Abschnitt, aus der Feder des Herrn **Rittershaus**, behandelt die Motoren, Kraftübertragungsmaschinen und Maschinenbestandtheile, der zweite von Herrn **Hartig** bearbeitete Abschnitt die Werkzeugmaschine incl. Stein- und Thonbearbeitungsmaschinen und Mühlen, der dritte Abschnitt (Berichterstatter Herr **Herrmann**) die Maschinen für Faserstoffindustrie incl. Nähmaschinen, Leder- und Papierfabrikations-, sowie Druckmaschinen und der vierte Abschnitt endlich die Eisenbahn- und Straßentransportmittel.

Bau- und Civilingenieurwesen. Vom Geh. Oberbaurath **Schwedler** in Berlin, Oberbaurath **H. Sternberg** in Carlsruhe, Geh. Baurath **Giersberg** in Berlin, Baumeister **Housselle** in Berlin. Autorisirter Abdruck aus dem „Amtlichen Berichte über die Wiener Weltausstellung im Jahre 1873." Band II, Heft 2. Braunschweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. 1874.

Auch dieser Bericht erfüllt seinen Zweck aufs Vorzüglichste. In der ersten Section bespricht Hern **Giersberg** die auf dem Ausstellungsterrain ausgeführten Gebäude, die ausgestellten Baupläne und Modelle, Oefen, Centralheizungen, Ventilationsvorrichtungen, Gas-, Wasser- und Telegraphenleitungen, Baumaterialien und Geräthe, im zweiten Abschnitt Herr **Sternberg** die Objecte des Wasserbaues incl. Wasserleitungen, Abzugscanäle und Entwässerungsanlagen, im dritten Abschnitte Herr **Schwedler** und **Housselle** den Straßen-, Brücken- und Eisenbahnbau nebst den dahin gehörigen geodätischen Arbeiten und Plänen. Da diesem Berichte keine Art von bildlichen Darstellungen beigegeben ist, so kann derselbe allerdings nur kurze Referate geben und muß oft auf anderweite Quellen verweisen.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1874. Band XVIII, Heft 1 bis 3. (Schluß.)

List, das sogenannte Ammoniakverfahren der Sodafabrikation. — Dieses Verfahren besteht darin, daß eine concentrirte Lösung von Chlornatrium mit Ammoniakgas und Kohlensäure gesättigt wird, wobei sich Salmiak und doppelt kohlensaures Natron bildet. Letzteres wird abfiltrirt, die Flüssigkeit abgedampft und mit Kalk oder Magnesia versetzt, um Amoniak wiederzugewinnen, das Bicarbonat aber wird durch Erhitzen in einfach kohlensaures Natron verwandelt. Begreiflicherweise wird nicht alles Ammoniak wiedergewonnen, doch sollen nach Honigmann bei einer täglichen Sodaproduction von 100 Ctr. nur 5 Ctr. Salmiak zu erneuern nöthig sein. In vorliegender Abhandlung werden die Solvay'schen Patente über dieses Verfahren mitgetheilt, sowie einige Notizen über die in Deutschland gemachten Erfahrungen. — M. Honigmann in Aachen, welcher mit M. Gerstenhöfer in Freiberg die Einführung dieses Processes betreibt, giebt an, daß zu 100 Ctr. Soda 200 Ctr. Steinsalz, 200 Ctr. Kohle, 150 Ctr. Kalkstein, 10 Ctr. Schwefelsäure und 5 Ctr. Salmiak erforderlich seien, wonach das deutsche Verfahren vom englischen abzuweichen scheint. Es ist indessen anzunehmen, daß die angegebenen Ziffern etwas zu hoch gegriffen sind, da die Ingenieure, welche das neue Verfahren einzuführen suchen, Garantie für Einhaltung derselben leisten.

Gmelin, Verbesserung an Windwärmeapparaten. — Whitwell's Apparate sind als die besten Winderhitzungsapparate anzusehen, verbrauchen aber mehr Gas als Röhrenapparate, was nach Ansicht des Herrn Verf. nur in der großen äußeren Abkühlungsfläche zu suchen sein kann. Derselbe schlägt daher vor, dieselbe mit einem äußeren Mantel von 40^{cm} Stärke zu umgeben und den Zwischenraum von 20^{cm} Weite mit lockeren feuerfesten Steinbrocken auszufüllen, und zeigt durch eine Rechnung unter Zugrundelegung der Peclet'schen Formeln, daß solch ein Mantel in 24 Stunden eine Steinkohlenersparniß von 1450^{k} gewähren würde.

Neue deutsche Drahtlehre. — Aus Anlaß der von österreichischen Drahtfabrikanten aufgestellten Millimeterlehre wurde auch in Westfalen eine Commission hierüber niedergesetzt, welche sich im Allgemeinen der österreichischen Vorlage anschloß, aber die Berufung einer allgemeinen Deutschen Versammlung beschloß. Bei dieser am 11. December 1873 in Hagen abgehaltenen Versammlung wurde, da in Oesterreich bereits viele Fabrikanten die Millimeterlehre angenommen hatten, ebenfalls der österreichischen Scala beigetreten und es soll in gleicher Weise ein Drahtstift-Normalsortiment vereinbart werden. Nachstehend folgt ein Auszug aus einer in unserer Quelle mitgetheilten vollständigen vergleichenden Tabelle.

Dicke in Millim.	Millimeter Drahtlehre	Birmingham wire gauge	Jauge de Paris	Westfälische Lehre
10	100	—	30	
8,8	88	0	28	
7,6	76	1	26	Ketten.
6,0	60	4	23	Grob Rinken.
4,6	46	7	—	Malgen.
3,4	34	10	18	Fein Memel.
1,6	16	16	11	2 Band.
1,2	12	18	7	3 „
0,9	9	20	4	6 „
0,5	5	25	P	1 Hol oder 4 Blei.
0,34	3/4	29	—	5 „ „ 8 „
0,2	2	33	—	11 „ „ 17 „

Spiritus-Controlapparat von Siemens und Halske. — Wie bei den Gasmessern bildet bei diesem Apparat eine in Kammern getheilte drehbare Trommel, die durch den hindurchfließenden Spiritus in Bewegung gesetzt wird und mit einem Zählapparat versehen ist, die Grundlage der Messung, zugleich ist aber ein Aräometer angebracht, welches die Drehung der Trommel beeinflußt, indem es nur die Uebertragung eines dem Gehalt an absolutem Alkohol entsprechenden Theiles der Umdrehung auf das Zählwerk gestattet, so daß dieser Controlapparat nicht blos die Menge der hindurchgegangenen Flüssigkeit, sondern vielmehr die Quantität des durchgeflossenen Alkohols mißt.

Bezeichnung der neuen Maaße und Gewichte. — Nach Beschluß des Vereins Deutscher Ingenieure ist an den Bundesrath eine Petition um Einführung übereinstimmender Bezeichnungen der metrischen Maaße und Gewichte gerichtet worden, welche sich dahin ausspricht, daß besondere Bezeichnungen für Dekameter, Decimeter, Quadratdecimeter, Cubikmillimeter, Dekagramm, Decigramm und Centigramm entbehrlich seien, wogegen für die Größen: Meterkilogramm, Pferdekraft, Atmosphäre, Wärmeeinheit, 1000^{k} und 100^{k} besondere Bezeichnungen wünschenswerth seien. Die Vorschläge des Vereins gehen dahin, daß die Bezeichnungen mit exponentenartig beigesetzten, bei Decimalbrüchen über das Komma zu setzenden kleinen lateinischen Buchstaben bewirkt werden möge und zwar: 1 Kilometer = 1^{km}, 1 Meter = 1^{m}, 1 Centimeter = 1^{cm}, 1 Millimeter = 1^{mm}, 1 Hektar = 1^{ha}, 1 Ar = 1^{a}, 1 Quadratmeter = 1^{qm}, 1 Quadratcentimeter = 1^{qc}, 1 Quadratmillimeter = 1^{qmm}, 1 Cubikmeter = 1^{cbm}, 1 Hektoliter = 1^{hl}, 1 Liter = 1^{l}, 1 Cubikcentimeter = 1^{cc}, 1 Tonne = 1^{t}, 1 Hektokilo = 1^{hk}, 1 Kilogramm = 1^{k}, 1 Gramm = 1^{g}, 1 Milligramm = 1^{mg}, 1 Meterkilogramm = 1^{mk}, 1 Pferdekraft = 1^{e}, 1 Atmosphäre = 1^{at}, 1 Wärmeeinheit = 1^{c}.

Bartl, über Hentschel-Jonval- und Girard-Turbinen. — Beide Arten von Turbinen sind nicht wesentlich verschieden. Sie gehören zu den Druckturbinen, bei denen das Wasser beim Uebertritt aus dem Leitschaufelapparat in das Rad einen dem äußeren Atmosphärendrucke gleichen Druck besitzt, können also nicht ganz gefüllte Schaufeln haben. Bei den Henschel-Jonvalturbinen sind die Schaufeln in der halben Höhe des Rades verstärkt, um Canäle von constantem Querschnitt zu erlangen und das Rad ins Unterwasser legen zu können, ohne das Eintreten von Wasser an Stelle der verdrängten Luft befürchten zu müssen; bei den Girardturbinen sind dafür in den Kränzen an der convexen Seite der Schaufeln Luftlöcher angebracht, damit sich die leeren Räume der Canäle mit Luft füllen können, was aber andrerseits die

Möglichkeit des Arbeitens im Unterwasser ausschließt. Ob die Canäle, wie bei der ersten Turbinenart, bloß nach außen, oder auch noch nach innen verbreitert sind, wie bei den Girardturbinen ist gleichgiltig. Für beide Arten von Rädern gilt bezüglich der Winkel dieselbe Bedingungsgleichung $\beta = 180 - 2\alpha$, während sich $\gamma = 20$ bis 25^0 nehmen läßt, wenn man die untere Breite des Rades entsprechend bestimmt. Die Radweite ist passend $^1/_5$ bis $^3/_{10}$ des Halbmessers zu nehmen.

Richard, über Spinnereimaschinen. — Hauptmomente der allmähligen Entwickelung dieser Maschinen.

v. Hutten, Desinfectionsmittel. — Theilt man die Desinfectionsmittel nach Hofmann in fixirende, oxydirende und antiseptische, so gehören zur ersten Classe Eisenvitriol, Manganchlorür und andere Metallsalze, welche dadurch wirksam werden, daß sie die bei der Zersetzung der Fäcalstoffe sich bildenden Gase binden. Das neuerdings viel empfohlene Chloralum, welches nach Fleck aus 14 Proc. Chloraluminium und 80 Proc. Wasser mit geringen Mengen schädlicher Metalle besteht, kann kaum günstige Wirkungen haben. Wegler und Pettenkofer haben Alkalien und Kalk zu gleichem Zweck empfohlen, da sie die Kothsäure, die Baldrian- und Buttersäure u. s. w. zu binden geeignet seien; die Alkalien können auch dadurch günstig wirken, daß sie das Entstehen des Ammoniaks verhindern und die Bildung von Salpetersäure hervorrufen. Als oxydirende Mittel wendet man Chlorkalk und übermangansaures Kali an; von letzterem ist viel nothwendig, doch hat es nicht den übeln Geruch des Chlorkalks. Von antiseptischen Mitteln wird hauptsächlich Carbolsäure und Kreosot angewandt und die Carbolsäurepräparate sind als sehr wirksam anerkannt worden. Das Süvern'sche Pulver aus 100 Th. Kalk, 15 Th. Theer und 15 Th. Chlormagnesium hat sich nach Virchow ebenfalls gut bewährt.

Kugel, Statistisches über die Eisenindustrie des Zollvereins in den Jahren 1860 bis 1872.

Schuchart, graphische Darstellung der schottischen Roheisenpreise von October 1871 bis Ende 1872.

Werner, der Dampfmaschinenbau auf der Wiener Weltausstellung. — Im Gegensatz zu früheren Weltausstellungen zeigte die letzte eine fast allgemeine Bevorzugung der liegenden Dampfmaschinen nach dem Corlißsystem, jedoch mit vereinfachtem Gestell, indem an Stelle einer großen Fundamentplatte oder des hohlen gußeisernen Balkens ein auf das Stopfbüchsenende des Cylinders aufgeschraubtes zur Aufnahme der Geradführung muldenartig geformtes und am andern Ende in ein Kurbellager übergehendes Gußstück angewendet wird, während die Maschine blos mit 2 Füßen das Fundament berührt. Eine elegantere und sowohl den Bedingungen der Festigkeit, als der Darstellbarkeit besser entsprechende Formgebung war ebenfalls allgemein zu bemerken. An Stelle der stehenden Luftpumpen hat man meist doppeltwirkende liegende, durch die rückwärts verlängerte Kolbenstange getriebene Pumpen in Gebrauch, auch wird dafür der Körting'sche Dampfstrahlcondensator angewandt. Die Expansionsmechanismen stellen sich zur Aufgabe, ohne Veränderung der Anfangsspannung lediglich durch Veränderung des Füllungsgrades eine dem Kraftbedarf entsprechende Regulirung zu bewirken. Die Corlißsteuerung mit dem Porter'schen Regulator ist sehr beliebt, ob sie gleich $^3/_8$ Füllung nicht zu überschreiten vermag und so statisch ist, daß sie sehr beträchtliche Schwankungen der Umdrehungszahl zuläßt. Von Meyer'schen Steuerungen war eine bemerkenswerth, bei welcher der Expansionsschieber eine oscillirende Bewegung um seine Axe mitgetheilt erhielt. Auch viele Coulissensteuerungen kamen vor, obwohl dieselben sehr viel Reibungsarbeit verursachen, bei geringen Füllungsgraden eine Drosselung des Dampfes bewirken und ein einer geringen Belastung der Maschine entsprechendes Minimum der Füllung nicht zulassen. (Schluß folgt.)

Rosenkranz, über Wassermesser. — Man kann diese Apparate in zwei Klassen eintheilen, nämlich in solche, welche das ihnen unter Druck zufließende Wasser wieder mit Druck abgeben, und in solche, bei welchen der Druck verloren geht. Letztere Klasse umfaßt die Apparate, bei denen ein Einlaßhahn durch einen Schwimmer bewegt wird, ferner die Vorrichtungen mit oscillirenden zweikammerigen Gefäßen, endlich solche mit rotirenden Meßtrommeln. Derartige Apparate können aber nur beschränkte Anwendung finden, weil sie nicht in eine Druckleitung eingeschaltet werden können. Zu letzterem Zwecke hat man Kolbenapparate mit geradlinig hin- und hergehender, wie mit rotirender Bewegung construirt, wovon erstere ein sehr genaues Resultat zu geben im Stande sind, aber ziemlich complicirt und voluminös, sowie entsprechend kostspielig ausfallen, auch viel Reibung haben, während die rotirenden Apparate, welche nach Art der Rotationspumpen eingerichtet sind, schwer in gutem Stande zu erhalten und wenig empfindlich sind. Auch die nach Art der Priesterpumpe eingerichteten Diaphragmaapparate haben sich wegen zu geringer Dauer der Membran nicht bewährt. Große Verbreitung genießen die auf dem Princip der Turbinen beruhenden Wassermesser, obwohl sie keine eigentliche Cubicirung, also auch nur geringe Genauigkeit geben, besonders bei wechselnden Drucke, für geringe Wassermengen nicht tauglich sind und sehr leicht Unterschleife zulassen. Der vom Herrn Verfasser angegebene Wassermesser besteht aus einem turbinenartigen Apparate, dessen Schaufel wie ein Kolben in einem geschlossenen Metallgehäuse rotirt, aber nicht so dicht abschließt, daß der Druck hinter der Schaufel sehr von demjenigen vor derselben verschieden sein könnte. Er ist demgemäß für große und kleine Wassermengen, sowie für schwachen und starken Druck anwendbar und zeigt bis auf 2 Proc. genau an.

Weinhold, über das Siemens'sche Pyrometer. — Dasselbe hat sich innerhalb 0 bis 470° C. vollständig bewährt, bei höheren Temperaturen zeigten sich nur unerhebliche Abweichungen, und da in der Praxis mehr das Festhalten einer bestimmten Temperatur, als die Vergleichung verschiedener Wärmegrade angestrebt wird, so sind diese Abweichungen gleichgültig. Eine chemische Veränderung des Platindrahtes ist nicht zu befürchten, das Siemens'sche Pyrometer ist daher zur Zeit das vollkommenste derartige Instrument.

Biesing über Kesselstein. — An der Mündung des Speiserohres eines mit Wasser von 70° C. gespeisten Dampfkessels bildet sich regelmäßig eine Verstopfung von nestartiger Form, welche die Oeffnung bis auf 2 □mm verkleinert und dann durch die Pumpe abgestoßen wird. Vor der Erhitzung des Speisewassers fand kein derartiger Kesselsteinabsatz statt. Auch anderwärts sollen sich die durch den Dampfraum gehenden Speiserohre in der Höhe des Wasserspiegels durch Kesselsteinabsatz verengt zeigen.

Rey, künstlicher Brennstoff. — Ein Gemisch von 80 Pfund Gartenerde, 20 Pfd. Kleinkohle und 1 Pfd. in Wasser gelöster Soda oder Kochsalz soll recht gut und außerordentlich langsam verbrennen. Manche Erden sind übrigens selbst reich an brennbaren Bestandtheilen, der Stolberger Straßenschmutz enthält z. B. 20 bis 21 Proc. davon.

Ludwig, Sprengung in einem tiefen Bohrloche. — Um ein in einem 220^m tiefen Bohrloche stecken gebliebenes Bohrgestänge von 18,8^m Länge zu sprengen, versuchte man Patronen von Lithofracteur, welche mittelst der Abegg'schen Zündmaschine entzündet wurden, erzielte aber kein Resultat, weil die Holzstäbchen, mit denen die beiden Drähte isolirt werden sollten, sich bei dem hohen Wasserdrucke mit Wasser imprägnirten, und mußte daher den Lithofracteur mit Pulver entzünden.

Graß, neue Bestimmung der verdampften Wassermenge. — Da fast jedes Speisewasser Chlorverbindungen enthält und beim Erhitzen derselben keine Verflüchtigung von Chlor stattfindet, so wird vorgeschlagen, die Menge des in einem Dampfkessel verdampften Wassers aus der Zunahme des Chlorgehaltes des Wassers zu bestimmen, was leicht mit Hilfe der Maaßanalyse oder Titrirmethode geschehen kann.

Dürre, über die graphische Darstellung von Hüttenprocessen. — Die graphischen Darstellungen sind meist nur zur übersichtlichen Vorführung statistischer Angaben benützt worden, doch eignen sie sich auch sehr gut zur Darstellung technischer Vorgänge, wie z. B. der Productionsverluste, des Brennstoffverbrauchs, der Streckung beim Walzproceß, u. s. w. Der Herr Verf. macht hier Vorschläge über die graphische Darstellung der Wärmeüberführung bei Winderhitzungsapparaten und Flammöfen und deutet an, welchen Nutzen derartige Untersuchungen schaffen könnten. Ferner giebt er Fingerzeige für die Behandlung chemischer Processe, z. B. über die Darstellung des Gehaltes an schwefeliger Säure und an Schwefelsäure in den Bleikammern, des Chargenabbrandes beim Puddelprocesse, der wichtigeren Wandlungen beim Bessemerproceß u. s. w.

Lürmann, über Ferrie's selbstcokenden Hohofen. — Auf den Monkland-Eisenwerken hat sich ein Hohofen bewährt, welcher an der Gicht ein vierkammeriges Cokesofensystem trägt, dessen Wände durch die Ofengase noch erwärmt werden, ehe diese nach dem Gasabzuge gelangen. Diese Einrichtung scheint bei nicht gut cokenden rohen Steinkohlen, welche aber in der Berührung mit den Erzgichten in Folge eines gewissen Sinterns Unbequemlichkeiten verursachen, sehr beachtenswerth, liefert übrigens auch für Schottland eine ansehnliche Kohlenersparniß.

Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereines zu Hannover. Band XX, Jahrg. 1874, Heft 1.

Buresch, über den Bau der Huntebrücke im Zuge der Hude-Braker Eisenbahn. — Genannte Bahn überschreitet bei Elsfleth die Hunte mittelst einer Brücke mit drei Oeffnungen à 31,5^m Weite und einer Drehbrücke von 12^m Weite. Die Pfeiler sind mittelst Brunnen gegründet, welche von Pontons aus versenkt wurden. Bei Pfeiler Nr. 3, dessen beide Brunnen auf den an Schrauben hängenden Schlingen bis zu einer solchen Höhe zwischen den Pontons schwebend aufgemauert worden waren, daß sie nach der Versenkung bis über den Fluthspiegel heraufragten, fand nach Beginn der Ausbaggerung eine einseitige Senkung statt, wobei sich der obere blos mit Traßmörtel gemauerte Theil der Brunnen von dem unteren in Portlandcement ausgeführten Theile ablöste und von der Strömung fortgerissen wurde, doch ließ sich der untere Theil wieder in die lothrechte Stellung bringen. Bei Pfeiler No. 4 führte man dieserhalb statt zweier kleinerer Brunnen einen größeren, 4^m im oberen Durchmesser haltenden Brunnen auf einem 5^m großen aus vier 5^cm starken Bohlenlagen gebildeten Schlinge 3^m hoch auf, machte aber auch mit diesem ungünstige Erfahrungen, indem er nach anhaltendem stürmischen Wetter stromabwärts geneigt und zum dritten Theil frei über dem Bette schwebend vorgefunden und beim Wiederaufheben so beschädigt wurde, daß ein neuer Brunnen dafür versenkt werden mußte. Letzterer erhielt im Schling eine Bohlenlage mehr und dieser wurde überhaupt so construirt, daß er den untern Theil des Brunnens mantelförmig umfaßte. Der eiserne Oberbau der Brücke ist eingeleisig und besteht aus zwei Fachwerksträgern mit horizontalen Gurten. Diese wurden mit Benutzung von Ebbe und Fluth auf Pontons mit hohen Gestellen aufgeladen, dann zur Fluthzeit zwischen die Pfeiler gefahren und bei der Ebbe auf diese abgeladen. Die Drehbrücke, deren langer Arm 14,2, und deren kurzer Arm blos 3,8^m Länge besitzt, ruht lediglich auf einem zuckerhutförmigen Drehzapfen und wird durch Handrad mit Vorgelege und Zahnkranz gedreht.

Weiß, Einfluß der Cylinderwandungen auf den Dampfverbrauch. — Diese umfänglichere und jedenfalls sehr beachtenswerthe Abhandlung sucht auf Grund der von Professor Linde an zwei Sulzer'schen Dampfmaschinen angestellten Versuche aus der im Dampfmantel aufgefangenen Wassermenge und der Temperatur des arbeitenden Dampfes die in die Cylinderwandung übergegangene Wärmemenge zu berechnen und vergleicht damit diejenige Wärmemenge, welche nach der mechanischen Wärmetheorie zu erwarten gewesen wäre. Der Herr Verf. gelangt unter Anderem zu dem Schlusse, daß der Einfluß des Dampfmantels eher schädlich, als nützlich sein müsse, und daß die bei der Sulzer'schen Maschine beobachtete Erhebung der realen Expansionscurve über die adiabatische Linie nicht durch den Einfluß der Erwärmung des Mantels, sondern durch Undichtheit der Steuerventile zu erklären sei, wodurch der Herr Verf. freilich in scharfen Widerspruch zu andern Autoritäten tritt.

Richard, die Maschinen- und Locomotivenfabrik der Hannover'schen Maschinenbau-Actiengesellschaft zu Linden. — Ausführliche Beschreibung der großartigen und vortrefflich eingerichteten Locomotivenfabrik zu Linden vor Hannover (vormals Georg Egestorff) sammt Heizungs-, Wasserversorgungs-, Entwässerungs-, Beleuchtungs-Anlagen und Arbeiterhäusern.

Benutzung des Temperatureinflusses bei Aufstellung von Brücken. — Einer der großen Träger der Kuilenburger Brücke, welcher um 25^mm zu weit auf dem einen Pfeiler auflag, wurde dadurch in die richtige Lage gebracht, daß man des Morgens das zu weit vorgerückte Trägerende durch Schrauben am Mauerwerk befestigte, des Abends aber löste und dafür das andere Ende, welches in Folge der Ausdehnung etwas vorgerückt war, festmachte.

Durand-Claye, Versuche über die Form der Pfeilerköpfe. — In einem künstlich gespeisten 0,745^{m} breiten, 0,4^{m} tiefen regelmäßigen Canale mit 0,0014 Gefälle wurden in der Axe glatt verputzte, 0,81 bis 0,89^{m} lange und 0,28 bis 0,315^{m} breite Brückenpfeilermodelle von verschiedener Form aufgestellt, während der Boden 4^{cm} dick mit gesiebtem Sand bedeckt wurde, um den Einfluß der Form der Vorköpfe der Brückenpfeiler auf die Veränderung der Sohle studiren zu können. Es ergab sich, daß die rechteckige Form stromaufwärts und seitwärts die stärksten Auskolkungen erzeugte, während dreieckige Pfeilerköpfe vor der Spitze keine Auskolkungen verursachen, aber zu ziemlich bedeutenden Auswaschungen an den Stellen führen, wo die Vorköpfe in die Pfeilerschäfte übergehen. Halbkreisförmige Vorköpfe halten die Mitte zwischen den erwähnten beiden Formen und es dürfte demnach ein aus einer scharfen Schneide mit anschließenden Kreisbögen gebildeter Vorkopf die geringsten Auswaschungen verursachen. Ausführlichere Mittheilungen in den Annales des ponts et chauss. 1873. 1.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrg. XXIV, 1874, Heft 3 bis 6.

Normen für die Aufstellung von Bahnhofsprojecten. — Unter den amtlichen Bekanntmachungen der vorliegenden Lieferung ist diese die bedeutendste; sie ist auch für ausländische Ingenieure höchst beachtenswerth.

Quassowski, Umbauten und Neubauten der Berlin-Potsdam-Magdeburger Eisenbahn. — An Stelle der beiden eingeleisigen Havelbrücken bei Potsdam und Werder sind in den Jahren 1866 und 1873 zweigeleisige Brücken errichtet worden, wobei die Kürze der Pfeiler und die tiefe Lage der Brücken besondere Schwierigkeiten verursachten. Aus diesem Grunde ist das System der Blechträgerbrücken gewählt worden. Um möglichst wenig Störungen im Betrieb zu verursachen, mußten die in diesen Brücken befindlichen Drehbrücken in den Wintermonaten, wo keine Schifffahrt stattfindet, umgebaut werden; im Uebrigen wurden zu diesem Umbau nur feste Rüstungen angewendet.

Schlichting, Canalisation der Mosel von Arnaville bis Metz. — Für diese Ausführung hatte die französische Regierung ein aus streckenweiser Canalisation und aus Canalhaltungen bestehendes System angenommen, welches bei der Landesoccupation ungefähr auf $^{2}/_{3}$ der Länge vollendet vorgefunden wurde. Die Mosel ist nämlich nur streckenweise durch Nadelwehre aufgestaut und zur Schifffahrt geeignet gemacht, diese Strecken sind aber untereinander durch Seitencanäle und aus dem Strome gespeiste Canalhaltungen verbunden. Die den Canalhaltungen entsprechenden Nadelwehre liegen bei Custines, Marbache, Dieulouard und Pont à Mousson, und das Gesammtgefälle von 14,8^{m} wird durch 6 Kammerschleußen überwunden, auch befindet sich am obern Eingange der Canalhaltungen eine Schutzschleuße. Die Haltungen besitzen 12^{m} Sohlenbreite, $1^{1}/_{2}$fache Anlage der Innen- und Außenböschungen, einen 4^{m} breiten Leinpfad auf der einen und einen 3^{m} breiten auf der andern Seite und mindestens 2^{m} Wassertiefe. Zur Entwässerung des unter dem Canalspiegel liegenden Seitenterrains sind lange Seitengräben nöthig gewesen. Oberhalb der Citadellenschleuße bei Metz wurde ein Nebencanal abgezweigt, welcher im sogenannten Eisenbahnhafen endigt und später in dem sogenannten Niedcanal seine Fortsetzung erhalten soll, welcher die schiffbare Verbindung der Mosel mit der Saar bezweckt. Das Terrain, in welchem die Canalhaltungen angelegt sind, besteht aus schwerem Lehmboden auf Sand und Kies. Die hieraus gefertigten Dämme sind im mittleren Kern und an der Wasserseite nur aus Lehm und durch Feststampfen in 40^{cm} starken Lagen gebildet. Beim Transport mit Bockkarren diente zur Ermittelung des Preises für ein Cubikmeter bis zu 62^{m} Entfernung die Formel $x = 0{,}002\,pD$, in welcher p den Tagelohn (3 Francs), D die Distanz in Metern bedeutet, aber pro Meter Steigung 12^{m} Länge zugesetzt wurden, beim Transport mit Pferdekarren (von 62 bis 500^{m} Entfernung 1 Pferd, von 500 bis 1500^{m} 2 Pferde und darüber 3 Pferde) die Formel $x = P\,\frac{2D + d}{LC}$, in welcher P den Tagelohn für Fuhrwerk mit Kutscher (resp. 7,5, 11,5, 16,5 Francs), D die Transportweite, d die dem Aufenthalte beim Auf- und Abladen entsprechende Distanz (resp. 500, 1000 und 1500^{m}), L die ganze pro Tag zurückzulegende Strecke (31,25 Kilometer), C den Fassungsraum des Karrens (pro Pferd 0,4^{cbm}) bezeichnet. Für Auf- und Abladen, sowie Planirung wurden 0,55 Frcs. pro Cubikmeter vergütet. Die gewöhnlichen Kammerschleußen besitzen 6^{m} Lichtweite und mit Ausschluß der Treppenanlagen am Ober- und Unterhaupt 49,25^{m} gesammte Länge, wovon 5,85^{m} aufs Oberhaupt und 7,50^{m} aufs Unterhaupt kommen. Die Wehre, von denen dasjenige zu Baux specieller beschrieben und dargestellt ist, sind Nadelwehre, in deren Mitte sich eine sogenannte Fischleiter befindet, d. h. eine Vorkehrung, welche den Fischen das Ueberschreiten des Wehres erleichtert. Der Rücken, welcher auf Betonfundament ruht, ist aus großen Quaderblöcken construirt und greift mit seinen Flügeln tief in die Ufer ein, ist auch gegen das Unterwasser hin durch eine Spundwand und Steinschüttungen mit Senkfaschinen gesichert. Das bewegliche Wehr besteht aus den Stützklappen, deren Ueberbrückung und den Nadeln. Erstere stehen in Distanzen von 1,1^{m} und sind 2,4^{m} hohe eiserne Rahmwerke, Letztere sind aus Tannenholz gefertigt, 6,5^{cm} im Quadrat stark und 2,45^{m} lang. Bei Herstellung dieser Wehre bediente man sich einfacher Fangdämme, aus einem hinter den Spundwänden angeschütteten Lehmkörper bestehend, mit 1^{m} breiter Krone und zweimaliger Böschung. Zur Bereitung des aus 4 Th. grobem Moselkies und 3 Th. Mörtel bestehenden Betons diente ein vertical stehender, innerlich mit 60 horizontalen Stäben versehener eiserner Cylinder, in welchen der aus 1 Th. hydraulischem Kalk und 2 Th. Sand gefertigte Mörtel mittelst eines 7^{m} hohen Gerüstes gleichzeitig mit dem reingewaschenen Kies karrenweise eingeschüttet wurde. (Schluß folgt.)

Wiebe, Verhalten des Wasserdampfes in der Dampfmaschine. — (Schluß.) Für die Arbeit L der Gewichtseinheit Dampf stellt der Herr Verf. die Näherungsformel $L = 506{,}15\,(424 + t_1)\left(1 - \left(\frac{\mathfrak{V}_1}{\mathfrak{V}}\right)^{0{,}0643}\right)$ auf, in welcher $\mathfrak{V}_1$ und t_1 das Anfangsvolumen und die Anfangstemperatur, $\mathfrak{V}$ das Endvolumen bezeichnet. Dieselbe führt auf Resultate, welche bis zu $\frac{\mathfrak{V}_1}{\mathfrak{V}} = \frac{3}{4}$ in der Mitte zwischen den Werthen des Mariotte'schen Gesetzes und der Grashof'schen Formel liegen, für größere Werthe dieses Verhältnisses aber sehr genau mit letzterer Formel stimmen,

und entspricht den thatsächlichen Verhältnissen recht gut, indem bei der Expansion des Dampfes im Cylinder die Menge des im dampfförmigen Zustande befindlichen Wassers sich nur wenig ändert.

Garcke, Material, Fabrikation und Verschleiß der Eisenbahnschienen. — (Schluß.) Nach weiterer Beschreibung des Puddelprocesses und der beiden Methoden der Bildung der Packete, geht der Herr Verf. auf die Fabrikation der Gußstahlschienen, den Bessemer- und den Martin-Proceß, sowie die Darstellung der Schienen mit Bessemerstahlkopf und sehnigem Fuß und Steg über und handelt sodann vom Verschleiß der Eisenbahnschienen, dem regelmäßigen sowohl, als dem durch mangelhafte Beschaffenheit des Materials oder fehlerhafte Fabrikationsweise veranlaßten unregelmäßiger Verschleiße. Als Hauptresultate dieser gründlichen Erörterungen ergiebt sich, daß zur Erzeugung guter Schienen nicht zusammengeschweißtes Material genommen werden darf, daß die Packete möglichst nur aus frischen Stäben gebildet, die Anwendung verschlissener Schienen vermieden, der Schienenkopf nicht aus bereits abgeschweißten Kopfsbrammen hergestellt werden sollte, daß die Verwendung von Puddelstahl und Feinkorneisen, ihrer häufigen Blasen halber, ziemlich zweifelhaft, die Vereinigung von Schmiedeeisen und Stahl stets sehr unsicher, die Verwendung guten Kaltbrucheisens für den Kopf zulässig erscheint, daß aber die Verwendung homogenen Materiales (Gußstahl) sich am meisten empfiehlt.

Erhöhung der Sicherheit im Eisenbahnbetriebe. — Eine dieserhalb im October vorigen Jahres (1873) unter Vorsitz des Oberbau- und Ministerialdirectors Weishaupt in Berlin abgehaltene Conferenz von 49 Eisenbahnbeamten beschloß, für die Bettungsbreite in der Höhe der Schienenunterkante ein Minimum von 3,2 bis 3,5^{m}, für die Schwellen eine Minimallänge von 2,5^{m}, für die Befestigung der Schienen auf den Schwellen die Anwendung der Schraubennägel und der Unterlagsplatten zu empfehlen. Als bestes Material für die Schwellen wurde das Eichenholz, der Hilf's'sche eiserne Oberbau aber als sehr beachtenswerth bezeichnet. Für die Schienen wurde von Stahlköpfen abgerathen und Bessemerstahl empfohlen, aber die Nothwendigkeit einer Fallprobe und das Wegfallen des Einklinkens des Schienenfußes betont, auch das Einstoßen der Laschenbolzenlöcher als nachtheilig getadelt. Bei Gefällwechseln soll jederzeit eine horizontale Strecke von der Länge eines Güterzuges eingelegt, der Abrundungsradius nie kleiner als 2000^{m} gewählt, beim Uebergang aus der geraden Linie in Curven dem äußeren Schienenstrange kein stärkerer Anlauf als von 1:250 gegeben werden. Bei Unterhaltung des Oberbaues in Accord soll nur Einzelaccord zulässig sein, den Locomotivführern die Controle des Oberbaues und die Anzeige über gefundene Ungehörigkeiten erleichtert werden. Weichen, welche keine unterschlagenden Zungen haben, wurden für betriebsgefährlich erklärt, für die Weichenzungen ein Normalprofil beschlossen, auch der Vorzug gekrümmter langer Zungen betont. Die Weichen sollten schon in der Werkstätte auf Unterlagsplatten verbunden werden, auch werden zwischen den beiderseitigen Unterlagsplatten Dreiecksverbindungen empfohlen. Zungen und Mutterschienen werden am besten aus Stahl gefertigt, Einfallhaken bei selbstwirkenden Weichen sind zu verwerfen, die Gegengewichte so einzurichten, daß sie einen sichern Anschluß der Zunge herbeiführen, an der Zungenwurzel Laschenverbindungen nicht zu entbehren, mit der periodischen Controle der Weichen zuverlässige Schlosser aus der Bahnwerkstätte zu beauftragen. Bezüglich der Herzstücke werden weitere Versuche mit beweglichen Zungen in Nebengeleisen empfohlen, ferner die Fortführung der Herzstücke bis in den mathematischen Kreuzungspunkt bei Kreuzungsstücken, desgleichen die Erhöhung der Zwangsschienen über die Schienenoberkante hinaus und die Annahme eines constanten Maaßes für den Abstand der Spitze von der Kante der Zwangsschienen. Als nothwendig wird die consequente Durchführung des Principes des Rechtsfahrens bezeichnet, weshalb bei eingeleisigen Bahnen auf den Stationen die Geleise so liegen müssen, daß der einfahrende Zug gerade auslaufen kann und erst beim Ausfahren durch einen gekrümmten Strang in das linksliegende parallele Geleis überzugehen braucht. Ebenso wurde für nothwendig erkannt, daß dem Stationsvorsteher eine vollkommen sichere Disposition über die Stellung der gegen die Zungenspitze zu befahrenden Weichen in den Hauptgeleisen und über die Einfahrtsignale verschafft werde. Spitz befahrene Weichen sind thunlichst zu vermeiden und zur Sicherung solche Verbindungen des Einfahrtssignals mit den Weichen und dem Stationsbureau herzustellen, daß das Signal nur bei richtiger Stellung der Weichen gegeben werden kann. Eine ausgedehntere Anwendung der Drehscheiben und Schiebebühnen ist besonders für die Güterschuppen-, Be-, Ent- und Ueberlade-Geleise zu empfehlen, ebenso die Anwendung ansteigender Rangirköpfe auf Rangirbahnhöfen, wogegen der Anschluß der Rangirköpfe an Hauptgeleise und die Verwendung der letzteren zum Rangiren thunlichst zu vermeiden ist. Mit dem Bahnhofsschlußtelegraphen ist mechanisch ein Avertissementsignal zu verbinden, welches es ermöglicht, den Zug frühzeitig genug zum Stehen zu bringen. Bezüglich der Signalordnungen ist die möglichste Uebereinstimmung anzustreben. Bezüglich der Bremsvorrichtungen spricht man sich dahin aus, daß die Bremsen mit Kurbel in der Hand zuverlässiger Beamten hinreichende Sicherheit gewährten, über andre Vorrichtungen aber erst noch weitere Erfahrungen zu sammeln seien. Als Maximalgeschwindigkeit werden 10 Meilen pro Stunde bei 1,7 bis 2^{m} hohen Rädern bezeichnet, bei Locomotiven mit vor der Feuerbüchse liegenden Axen und mindestens 3,45^{m} Radstand, sowie bei vierrädrigen Maschinen mit 2,5^{m} Radstand sind höchstens 7,5 Meilen Geschwindigkeit zulässig. Aus Schnell- und Personenzügen sind Wagen mit weniger als 3^{m} Radstand oder mit weniger als 115^{mm} Axenstärke, sowie achträdrige Wagen mit Drehgestellen und solche die keine feste Kuppelung mit den Nachbarwagen gestatten, auszuschließen. Zur Verminderung der Unfälle beim Kuppeln der Fahrzeuge sollen die Verbindungsstangen an den Weichen angemessen verdeckt, Markirzeichen statt der Markirpfähle zwischen den Geleisen angebracht und vom Einhängen der Nothketten Abstand genommen werden. Im Allgemeinen soll für die Ausbildung des Stations- und Zugpersonals, sowie des Bahnunterhaltungspersonals mehr geschehen als zeither, auch sollen Prüfungen eingeführt werden. Ebenso soll die theilweise vorhandene Ueberbürdung des Beamtenpersonals beseitigt, dem Personal für den regelmäßigen Dienstturnus die Eigenschaft von Beamten beigelegt und eine Prämiirung für hervorragende Pflichterfüllung eingeführt werden. Da die fahrplanmäßige Abfertigung der Personenzüge oft durch die Beförderung der Postpäckereien Verzögerungen erfährt, so sollen die Postpäckereien anderen Zügen ohne Personenbeförderung überwiesen werden und ebenso

sollen Eilgut-, Viehtransport und dergl. von den Personenzügen ausgeschlossen werden. Die Maschinenkraft soll der Zugstärke möglichst entsprechen, das Gewicht der Züge mit Rücksicht auf die Neigungsverhältnisse und auf die Sicherheit der Kuppelungen beschränkt, die Länge der Züge thunlichst vermindert (bei Güterzügen nie über 150 Achsen) werden. Zur Verminderung des großen Zudranges des Publikums zu den Wartesälen und Perrons sollen Zutrittsbillets eingeführt werden. Endlich soll zur Vereinfachung des Dienstes die Zahl der Wagenclassen in den Zügen vermindert und das Coupiren der Billets während der Fahrt abgeschafft werden.

Allgemeine Bauzeitung. XXXIX. Jahrgang. 1874. Heft. 1 bis 4.

Gerstel, über Entwässerungsanlagen im Lehmgebirge. — Der Herr Verfasser hat seine Studien über Rutschungen beim Bau der Linie Schäßburg-Kronstadt gemacht, wo das Gebirge aus einer 2 bis 14 Meter starken Lage gelben Lehmes auf blauem festem Tegel bestand. Derartiges Terrain ist, obwohl der Lehm eigentlich nicht wasserdurchlässig genannt werden kann, doch fast nie trocken, da die durch die Sonnenhitze an der Oberfläche gebildeten Spalten das Regenwasser bis in das Innerste, ja sogar bis auf den Untergrund eindringen lassen, und in Folge hiervon entstehen die großartigsten Rutschungen. Um solchen vorzubeugen, muß natürlich das Wasser möglichst abgeleitet und ihm besonders die Versickerung bis zum Tegel verwehrt werden. Diesen Zweck kann man dadurch erreichen, daß man die zum Rutschen geneigte Bergmasse in einer verticalen Fläche der Länge nach von der Oberfläche bis auf den Tegel durchschneidet und das hier hervortretende Wasser auffängt und ableitet. Zur Aufsuchung der Richtung und Tiefenlage, in welcher derartige Stölln und Schlitze am zweckmäßigsten anzulegen sind, muß man sich mit Hilfe von Bohrlöchern und Untersuchungsschächtchen ein möglichst vollständiges Bild des Untergrundes, am besten richtige Schichtenpläne, zu verschaffen suchen. Die Schlitze oder Stölln sind dann so anzusetzen, daß sie die tiefsten Punkte auf dem kürzesten Wege verbinden und das Wasser mit dem meisten Gefälle, also am raschesten abführen. Der Herr Verf. empfiehlt nicht unter $1^1/_2$ Proc. Gefälle zu geben, die Sohle der Schlitze mindestens $0{,}3^m$ tief in den blauen Tegel zu legen, den Stölln 0,9 bis $1{,}1^m$ Weite und 1,1 bis $1{,}5^m$ Höhe, den Schlitzen 1^m Weite und senkrechte Wände zu geben. Zur Ausfüllung der Schlitze sind Steine auf mindestens 1^m Höhe zu verwenden und derartig zu verpacken, daß die kleineren gegen die Wände hingelegt werden. Auf die Steinlage bringt man zu oberst zweckmäßig eine Lage Rasen oder Faschinen, um das Verschlämmen zu verhindern. Wie in einzelnen Fällen sowohl Damm- als Einschnittsrutschungen mit Erfolg vorgebeugt und abgeholfen worden ist, muß der Leser selbst in der von schönen Tafeln begleiteten Abhandlung nachlesen.

Steiner, Theorie der Bogenbrücken nach Prof. Winkler. — Ueber die Bogenbrücken enthielten die Mittheilungen des Architekten- und Ingenieur-Vereins für Böhmen im Jahre 1868 eine Abhandlung von Prof. E. Winkler, in welcher Formeln entwickelt werden, welche für eine Einzellast den Horizontalschub und die Lage der Stützlinie liefern, sammt Tabellen zur Erleichterung der Rechnung, während die Ermittelung der gefährlichsten Belastung, die Construction der Stützlinie, die Gurtspannungen u. s. w. graphisch ermittelt werden. Der Verfasser der vorliegenden Abhandlung führt nun zunächst diese Theorie vor, wird aber dann auch eine graphische Methode darlegen, durch welche die Benutzung von Tabellen entbehrlich gemacht wird, wie dies mit Bogen mit zwei Gelenken von Mohr bereits im Jahrg. 1870 der Zeitschrift des Architecten- und Ingenieur-Vereins zu Hannover gezeigt worden ist.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1874. Band XVIII, Heft 4 bis 6.

Werner, von der Wiener Weltausstellung. — Schluß des Artikels, in welchem die Federregulatoren und der Dampfentwässerungsapparat des Herrn Verfassers besprochen werden. Bei Letzterem geschieht die Abscheidung des Wassers durch die Wirkung der Centrifugalkraft auf den Dampfstrom.

Ziebarth, Eisenbahnoberbau von der Wiener Weltausstellung. — Stierlin in Schaffhausen hatte an Stelle der Steinwürfel solche aus einer Mischung von Kieselsteinen und Asphalt ausgestellt. Sie sind im Grundriß kreuzförmig und stützen die Schienen auf $0{,}6^m$ Länge mittelst eines in den Block eingegossenen I Trägers. Die Construction scheint sowohl in der Vorrichtung zur Erhaltung der Spurweite, als auch in der Form des Blockes mangelhaft und ist noch nicht praktisch erprobt. Von Langschwellenoberbauen war die Construction von Köstlin und Battig im Modell ausgestellt, welche ihrer Kostspieligkeit wegen und wegen der ungenügenden Vorkehrungen gegen den Temperatureinfluß wenig Aussicht auf Verbreitung hat. Von der zweitheiligen Hilf'schen Construction waren zwei Modificationen ausgestellt. Bei der einen ist die Schiene mittelst Klemmplatten und Schrauben auf einer ⊏förmigen Langschwelle befestigt, welche mit der erforderlichen Neigung in die Bettung eingelassen und durch 25^{mm} starke Rundeisenstangen mit der parallelen Langschwelle verbunden ist. Das Gewicht des completten Gleises beträgt bei 24^k schweren Schienen auf 6^m Länge 693^k. Diese Construction hat sich bis jetzt gut bewährt. Von den Querschwellensystemen war die Construction von A. Hauwart & J. Caduy in Ixelles bei Brüssel vertreten, bei welcher ein Zorès-Eisen von nur 80^{mm} oberer Breite als Schwelle benutzt wird, auf welcher breitbasige Schienen mittelst zweier den Schienenfuß niederhaltender Doppelhaken, Schienen ohne Fuß aber mittelst umgebogener Unterlagsplatten befestigt werden. Auch das Vautherin'sche System war ausgestellt, sowie die Schaltenbrand'sche Verbesserung desselben, welche bei 40^k schweren Schienen pro 6^m Länge 780^k wiegt.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem zwanzigsten Bande des

Civilingenieur.

№ 7 u. 8.

Literatur.

Bau- und Gewerbskalender für das Jahr 1875. Bearbeitet von E. Bardenwerper, Oberingenieur in Berlin. Straßburg im E. Verlag von Moritz Schauenburg 1875.

Dieser hübsch ausgestattete Kalender, für dessen Brauchbarkeit schon der Umstand, daß er bereits seinen achten Jahrgang erlebt hat, günstiges Zeugniß ablegt, zeichnet sich in der neuesten Auflage besonders durch eine vollständige Kreistabelle (von 0,09 bis 99,99) und eine entsprechende Erweiterung der Tabellen der Quadrate, Cuben u. s. w. aus, läßt überhaupt durchaus das Bestreben erkennen, immer Vollkommneres zu bieten und den praktischen Bedürfnissen immer besser zu entsprechen.

Kalender für Eisenbahn-Techniker. Bearbeitet unter Mitwirkung von Fachgenossen durch E. Heusinger von Waldegg, Oberingenieur in Hannover und Redacteur des technischen Organs des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen. Zweiter Jahrgang 1875. Nebst 1 Eisenbahnkarte in 2 Blättern und 44 Holzschnitten, sowie verschiedenen andern Beilagen. Wiesbaden. C. W. Kreitel's Verlag.

Wie der erste Jahrgang dieses Kalenders, so ist auch der vorliegende zweite Jahrgang desselben ganz vorzüglich zusammengestellt und reich an praktischen Notizen und vielem auf Reisen wünschenswerthem Nachschlage-Meteriale. Viele Tabellen haben eine zweckmäßigere Anordnung und Ausdehnung erhalten, andere sind ganz neu hinzugekommen, besonders ist aber hervorzuheben die Aufnahme der preußischen Normen für Aufstellung von Bahnhofsprojecten, der österreich. Bestimmungen über Abfassung und Vorlage von Eisenbahnprojecten und eisernen Brücken, der neuen zweckmäßigen Methode des Massen-Nivellements von Prof. Launhardt, der württembergischen Belastungsnormalien für Locomotiven und der Preisnotizen von Maschinenmeister G. Meyer, auch sind die Personalveränderungen nachgetragen und bei anderen Tabellen mancherlei Berichtigungen angebracht worden.

Kohlen-, Hau-, Fräs- oder Schräm-Maschinen und Kohlenbrecher. Von Heinrich Simon, Civilingenieur in Manchester. Separatabdruck aus der Zeitschrift des Berg- und hüttenmännischen Vereins für Kärnthen 1874. Klagenfurt 1874. Bertschinger u. Heyn.

Eine kurze Broschure mit guten Beschreibungen und ein Paar Tafeln Abbildungen der Kohlenschrämmaschinen von Gillot & Copley, Winstanley, Gleadhill, Clapp u. Firth nebst einigen, allerdings nur spärlichen Notizen über deren Leistung und Kosten.

Die Canalwasser- (Sewage) Bewässerung in Deutschland. Vorschläge zum rationellen Großbetrieb. Nach vierjährigen Erfahrungen und Beobachtungen auf der Canalwasser-Berieselungs-Station zu Schmintsch bei Danzig. Von Ad. Fegebeutel, Civilingenieur in Danzig. Danzig, Verlag und Druck von A. W. Kafemann 1874.

Der Herr Verfasser, der durch seine im Jahre 1870 unter demselben Titel erschienene Schrift eine eingehende Kenntniß der im Auslande befindlichen Canalwasserbewässerungen documentirt hat, bietet in vorliegendem Schriftchen eine vorurtheilsfreie Darlegung der Erfahrungen, welche man bei Danzig über diese Bewässerungen gesammelt hat, und Vorschläge darüber, wo und wie solche Berieselungen in Deutschland nutzbringend einzurichten sein dürften. Das Studium dieses Werkchens möge Niemand unterlassen, der sich über diese jetzt soviel ventilirte und hochwichtige Frage ein richtiges Urtheil bilden will.

Selection from the new technical literature of England. A reading book for the use of technical schools and private studies of technicians. With a vocabulary and 27 wood cuts. Auswahl aus der neuern technischen Literatur Englands. Ein Lesebuch für technische Lehranstalten, sowie zum Selbststudium für Techniker. Von G. Eger, Professor am Großh. Polytechnikum zu Darmstadt und beeidigtem Uebersetzer der großherzogl. Civil-Ministerien. Mit einem Vorworte von A. von Kaven, Director der königl. polytechnischen Schule zu Aachen. Heidelberg, Carl Winters Universitäts-Buchhandlung. 1874.

Obwohl auf den technischen Bildungsanstalten und besonders auf den dazu vorbereitenden Schulen viel Fleiß auf Erlernung der englischen Sprache verwandt wird, so war doch den Schülern bisher noch wenig Gelegenheit geboten, sich mit der technisch wissenschaftlichen Sprache Englands bekannt zu machen. Vorliegende Sammlung interessanter Aufsätze verschiedener englischer Schriftsteller aus dem Gebiete

der Architektur, des Ingenieur- und Maschinenwesens, des Fabrik- und Telegraphenwesens, des Wasser- und Schiffsbaues u. s. w. kann als ein erster gelungener Versuch bezeichnet werden, diese Lücke auszufüllen, und wird sicher soviel Anklang finden, daß sie bei späteren Auflagen immer mehr vervollständigt und vervollkommnet werden wird.

Mechanische Technologie für den Unterricht an polytechnischen und Realschulen, sowie zum Selbststudium für Fabrikanten und Industrielle bearbeitet von D. Grothe, Professor an der polytechnischen Schule in Delft. Goringhem, Verlag von J. Noorduyn u. Sohn. 1874. In Commission bei F. A. Brockhaus in Leipzig.

Wenn wir bemerken, daß der Altmeister der deutschen mechanischen Technologie, Herr Director Karmarsch in Hannover, den Verfasser obigen, ursprünglich in holländischer Sprache geschriebenen Werkes veranlaßt hat, dasselbe in die deutsche Sprache zu übersetzen, weil es die richtige Mitte zwischen großer Ausführlichkeit und ärmlicher Oberflächlichkeit halte und durch seine originelle, frische und faßliche Darstellung einer großen Mehrzahl von Wißbegierigen besser als ähnliche Werke mäßigen Umfanges entsprechen werde, so brauchen wir unsererseits Nichts weiter zur Empfehlung desselben beizufügen, wollen jedoch noch hervorheben, daß von der holländischen Ausgabe 1866 die erste und bereits 1872 die zweite Auflage erschienen ist.

Wochenlohntabelle für Ingenieure, Architekten, Bauunternehmer, Fabrikbesitzer, Handwerker u. A. nach Stunden in Mark und Pfennigen berechnet von Bruno Veith, Maurermeister. Oels. Verlag von A. Grüneberger & Co. 1874.

Diese im Taschenformat, aber auch in größerem Format für Comptoirgebrauch erschienene Tabelle enthält das Lohn ausgerechnet für den Satz von 5 bis 44 Pfennigen und für 1 bis 90 Stunden.

Leonardo da Vinci als Ingenieur und Philosoph. Ein Beitrag zur Geschichte der Technik und der inductiven Wissenschaften von Dr. Hermann Grothe. Mit 77 Holzschnitten und einer Facsimiletafel. Berlin. Nicolai'sche Verlagsbuchhandlung (Stricker). 1874.

In dieser interessanten geschichtlichen Abhandlung, welche im Verein für Gewerbfleiß in Preußen vorgetragen worden ist und vielen Beifall gefunden hat, werden die Verdienste des berühmten Malers Leonardo da Vinci für die Naturwissenschaften und die Technologie nach Notizen und Skizzen aus dessen hinterlassenen Manuscripten näher dargelegt, wodurch neues überraschendes Licht auf die Geschichte seiner Zeit geworfen und nachgewiesen wird, daß dieser große Maler über viele Naturgesetze eine unserer Zeit nahestehende Kenntniß besessen und diese bei einer Reihe nützlicher Erfindungen angewandt hat, sowie daß seine Zeit durchaus viel weiter vorgeschritten war, als zeither angenommen wurde. Der Herr Verfasser hat sich durch diese mühevolle Arbeit große Verdienste um die Geschichte der inductiven Wissenschaften und der Technik erworben.

Der Tunnelbau. Vorlesungen über Tunnelbau an den k. k. technischen Hochschulen zu Wien und Brünn von Johann Georg Schön, o. ö. Professor des Wasser-, Straßen- und Eisenbahnbaues an der k. k. technischen Hochschule zu Brünn. Zweite vermehrte Auflage. Mit 86 in den Text eingedruckten Holzschnitten nebst Atlas, enthaltend 29 lithographirte Tafeln. Wien, 1874. Alfred Hölder, Beck'sche Universitätsbuchhandlung.

Von der vorliegenden zweiten Auflage obigen Werkes kann gerühmt werden, daß sie nicht blos in Bezug auf äußere Ausstattung des Textes und des Atlas, sondern auch bezüglich des Inhaltes sehr große Verbesserungen und Erweiterungen erfahren hat, und da schon die erste Auflage rasch vergriffen gewesen ist, so kann das Buch in seiner jetzigen Gestalt noch mehr auf eine freundliche Aufnahme rechnen.

Die Fördermaschinen der Bergwerke. Von Julius Ritter von Hauer, Professor der Berg- und Hütten-Maschinenlehre an der k. k. Bergakademie zu Leoben. Zweite vermehrte und zum Theil umgearbeitete Auflage. Mit einem Atlas von 40 lithographirten Tafeln. Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1874.

Obiges Werk hat so rasch Anerkennung und Aufnahme gefunden, daß nach drei Jahren bereits eine zweite Auflage nöthig geworden ist, bei welcher sich aber der Herr Verfasser nicht damit begnügt hat, etwaige Druckfehler der ersten Auflage zu beseitigen und einige Zusätze über die jüngsten Fortschritte in der Förderung beizufügen, sondern welche in mehreren Abschnitten eine ganz neue Bearbeitung erkennen läßt, so namentlich bei dem Capitel über Fördergefäße und Bahnen, bei dem Abschnitt über Steuerungen, bei demjenigen über die zur geneigten und zur Horizontalförderung dienenden Maschinen u. s. w. Der letztere bringt unseres Wissens die erste Theorie der Seileisenbahnen. Ueberdies sind alle neueren Entdeckungen und Verbesserungen, sowie die Literatur bis auf die neueste Zeit nachgetragen, auch ist durch ein gutes Register und durch deutlicheres Hervorheben der Stichwörter im Texte das Nachschlagen sehr erleichtert worden, und endlich hat der Atlas eine bedeutende Zahl neuer Tafeln erhalten.

Zum theoretisch-praktischen Studium der durch einfach wirkende Maschinen bethätigten Pumpwerke. Von Joseph Hrabák, Professor an der k. k. Bergakademie in Pribram. Mit 1 Tafel. Wien 1874. Alfred Hölder, Beck'sche Universitäts-Buchhandlung.

Es ist sehr erfreulich, daß diese gediegene Abhandlung, welche zuerst im 3. Hefte des „Berg- und hüttenmännischen Jahrbuchs" auf 1874 erschienen ist, durch diesen Separatabdruck auch weiteren Kreisen zugänglich gemacht wird, indem dieselbe verschiedene Fragen bezüglich der Dampfkünste behandelt, die bisher noch nicht eingehend studirt, oder falsch aufgefaßt worden waren, und namentlich den Bochkoltz'schen Kraftregenerator vom theoretischen und praktischen Standpunkte aus gründlich beleuchtet.

Jahrbuch der Erfindungen und Fortschritte auf den Gebieten der Physik und Chemie, der Technologie und Mechanik, der Astronomie und Meteorologie.

Herausgegeben von Dr. H. Hirzel, Professor an der Universität Leipzig und Dr. H. Gretschel, Professor an der Bergakademie Freiberg. Zehnter Jahrgang. Mit 27 in den Text gedruckten Abbildungen. Leipzig. Verlag von Quandt & Händel. 1874.

Auch der vorliegende Jahrgang des „Jahrbuches der Erfindungen“ kann nur dazu dienen, demselben immer mehr Freunde zu gewinnen. Für viel beschäftigte Ingenieure und Techniker bietet dieses mit großer Sorgfalt und Gewissenhaftigkeit gearbeitete Jahrbuch in der That ein unschätzbares Mittel, um sich über die Fortschritte der Wissenschaft zu orientiren und auf dem Laufenden zu erhalten.

Die Schiebersteuerungen. Mit besonderer Berücksichtigung der Locomotiv-Steuerungen. Von Dr. Gustav Zeuner, Königl. Sächs. Geheimer Bergrath, Professor der Mechanik und theoretischen Maschinenlehre, Director des Königl. Polytechnikums zu Dresden und der Königl. Bergakademie zu Freiberg, Ehrenmitglied des Vereines deutscher Ingenieure, des Sächs. Ingenieur- und Architektenvereines, der Schweiz. naturforschenden Gesellschaft u. s. w., Mitglied der Königl. Schwedischen Akademie der Wissenschaften in Stockholm, der Kais. naturforschenden Gesellschaft in Moskau u. s. w. Vierte verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 58 in den Text eingedruckten Holzstichen und 6 lithographirten Tafeln. Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1874.

Obwohl „Zeuner's Schiebersteuerungen“ bereits in ihrer dritten Auflage als ein kaum noch einer Verbesserung fähiges Werk erschienen, so ist doch die vorliegende 4. Auflage nicht blos in ihrer äußeren Ausstattung eleganter und bezüglich der zweckmäßigen Anfügung des Atlas an das Buch verbessert worden, sondern es hat auch der Inhalt dieses vorzüglichen Werkes eine wesentliche Verbesserung und Vermehrung erfahren, indem der Abschnitt über die Doppelschiebersteuerungen ganz neu bearbeitet und gegen früher um die Steuerungen von Georges, Bréval, Guinotte, Napier, Rankine und Farcot bereichert worden ist. Von sonstigen Zusätzen ist namentlich die sehr interessante allgemeine Behandlung der drei Coulissensteuerungen von Gooch, Stephenson und Allan hervorzuheben, auch ist die einschlägige Literatur bis auf die neueste Zeit berücksichtigt.

Lehrbuch der physikalischen Mechanik von Dr. Heinrich Buff, Professor der Physik an der Universität Gießen. Zweiter Theil, zweite Abtheilung. Braunschweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. 1874.

In dieser Lieferung obigen Werkes, welche den Schluß desselben bildet, wird von den gasförmig flüssigen Körpern und ihrem Verhalten im Gleichgewichtszustande, sowie im Bewegungszustande und von der Bewegung tropfbar flüssiger Körper gehandelt, also von Abschnitten der Mechanik, bei denen die physikalische Auffassung ganz besonders geboten ist und namentlich bei elementarer Behandlung des Gegenstandes in den Vordergrund gestellt werden muß. Beigefügte Beispiele zeigen die Anwendung der vorgetragenen Lehren auf die Praxis. Das nunmehr vollendete Werk erscheint als eine sehr nützliche und willkommene Ergänzung für viele Lehrbücher der Physik, aber auch der Mechanik.

Dictionnaire technologique français-allemand-anglais, contenant les termes techniques employés dans les arts et métiers, l'architecture civile, militaire et navale, les ponts et chaussées et les chemins de fer, la mécanique, la construction des machines, l'artillerie, la navigation, les mines et les usines, les mathématiques, la physique, la chimie, la minéralogie etc. Par E. Althans, L. Bach, F. C. Glaser, J. Hartmann, E. Heusinger de Waldegg, E. Hoyer, G. Leonhard, F. E. Mathiessen, O. Mothes, G. A. Oppermann, C. Rumpf, F. Sandberger, B. Schönfelder, G. Ph. Thaulow, W. Unverzagt, H. Wedding. Publié par Oscar Mothes. Précédé d'une préface par M. Charles Karmarsch, prémier directeur de l'école polytechnique de Hannover. Deuxième Edition, revue, corrigée et considérablement augmentée. Wiesbaden. C. F. Kreidel, éditeur. 1874.

Ein Werk, wie das vorliegende, kann nur nach und nach zur höchsten Vollständigkeit gelangen, wenn sich aber, wie hier, eine größere Zahl gewissenhafter Fachmänner vereinigen, um dieses Ziel zu erreichen, so kann der Erfolg auch nicht ausbleiben und wir sehen bereits an dieser zweiten Auflage so vorzügliche Früchte dieses Strebens, daß wir die technische Literatur nur über den Besitz dieses Lexicons beglückwünschen können.

Die Brücken der Gegenwart. Systematisch geordnete Sammlung der geläufigsten neueren Brückenconstructionen, gezeichnet von Studirenden des Brückenbaues an der Königl. rheinisch westphälischen polytechnischen Schule zu Aachen. Zum Gebrauch bei Vorlesungen und Privatstudien über Brückenbau, sowie bei dem Berechnen, Entwerfen und Veranschlagen von Brücken zusammengestellt und mit Text begleitet von Dr. F. Heinzerling, Königl. Baurath und Professor an der rheinisch westphälischen polytechnischen Schule zu Aachen. Erste Abtheilung. Eiserne Brücken. Heft 2. Eiserne Balkenbrücken mit parallelen Gurten und gegliederten Wandungen. Mit 6 lithographirten Tafeln in groß Doppelfolio und 12 Bogen Text mit 62 Holzschnitten. Aachen. Verlag von J. A. Mayer. 1874.

In gleich vorzüglicher Weise, wie im ersten Hefte der „Brücken der Gegenwart“, werden in diesem zweiten Hefte die Parallelträgerbrücken mit gegliederten Wandungen behandelt. Nach einer kurzen Uebersicht über die Entwickelung dieser Brücken wird sowohl die exacte statische Berechnung derselben, als auch die angenäherte Bestimmung der größten Angriffsmomente und Verticalscheerkräfte vorgetragen, wobei durch Einführung von Belastungsäquivalenten und tabellarischen Zusammenstellungen bequemere Rechnungsmethoden er-

möglicht werden. Dann wird die Anordnung derartiger Brücken im Allgemeinen, sowie der Gurte, Stäbe und ihrer Verbindungen im Speciellen durchgegangen und zuletzt die Beschreibung und Darstellung von sechs verschiedenen neueren Brücken nebst numerischer und Gewichtsberechnung mitgetheilt, woran sich einige Bemerkungen über Kostenberechnung, Ausführung, Prüfung und Unterhaltung von Gitter- und Fachwerksbrücken anschließen.

Fromme's Oesterreichischer Ingenieur-Kalender für das Jahr 1875. Erster Jahrgang. Redigirt von **Josef von Stummer-Traunfels,** Herausgeber und Redacteur von Engineering. Deutsche Ausgabe. Wien. Druck und Verlag von Carl Fromme.

Dieses Taschenbuch enthält Mancherlei, was sonst in ähnlichen Werkchen nicht zu finden ist, z. B. Formeln aus der Optik, Höhenmessen, Schiffahrt, Kraftverbrauch bei Werkzeugmaschinen, Notizen aus der land- und forstwirthschaftlichen Technik, Angaben über Industriegesellschaften, Transportunternehmungen, Ziehungen u. dergl. mehr, ohne dieserhalb umfänglicher oder minder übersichtlich zu sein, ist aber selbstverständlich mit besonderer Rücksicht auf österreichische Ingenieurs abgefaßt.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1874. Band XVIII, Heft 4 bis 6.

Herrmann, aus der Maschinenhalle der Wiener Weltausstellung. — Der Herr Verfasser war Mitglied der internationalen Jury für Section 2^b, Gruppe XIII, also für die Maschinen der Textilindustrie, Nähmaschinen, Papierfabrikation und Verarbeitung des Papiers, Typographie und Lithographie, Verarbeitung des Leders. In dem Berichte über diese umfängliche Branche des Maschinenwesens wird naturgemäß nur auf die neuen und interessanten Erscheinungen eingegangen, auch sind davon nur Skizzen mitgetheilt.

Dürre, das Eisenhüttenwesen auf der Wiener Weltausstellung. — Obwohl auf der Ausstellung Producte und Materialien Nichts wesentlich Neues zeigten, so waren dieselben doch qualitativ und quantitativ ausgezeichneter, als bei früheren Ausstellungen. Bezüglich der Anordnung der Ausstellung dieser Branche blieb aber sehr viel zu wünschen übrig, sodaß eine Vergleichung fast bis zur Unmöglichkeit erschwert wurde. Ebenso war der Generalcatalog sehr mangelhaft, sodaß fast nur die Landes- und Specialcataloge zu gebrauchen waren. Der Herr Verfasser bespricht zuerst kurz die bereits veröffentlichten Berichte von Kuppelwieser, Kerpely, Schott u. s. w. und geht dann auf Statistisches über, der Bericht ist aber noch nicht abgeschlossen.

Kübler, Bestimmung der Größe der Rollen oder Pendel in den Rollenauflagern der Brücken. — Bedeutet l die beiden Cylindern gemeinsame Länge, r_1 u. r_2 die Halbmesser, E_1 u. E_2 die Elasticitätsmodeln, k die zulässige Pressung und P die Kraft, mit welcher die Cylinder gegen einander gepreßt werden, so erhält der Herr Verfasser die Gleichung

$$\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_1} \leqq \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) \frac{k^2 l^2}{P^2},$$

welche, wenn der eine Cylinder, wie gewöhnlich, in eine Ebene übergeht, also $r_1 = \infty$ wird, sich vereinfacht auf:

$$\frac{1}{r} \leqq \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) \frac{k^2 l^2}{P^2}.$$

Heusinger von Waldegg, verbesserte schmiedeeiserne Doppelscheibenräder. — Diese Räder bestehen aus zwei convex ausgetriebenen 10^{mm} starken schmiedeeisernen Scheiben mit angeschweißten halben Naben und einer Törmigen Bandage mit Spurkranz. Erstere Scheiben sind genau auf den inneren Durchmesser des Radkranzes abgedreht und werden zu beiden Seiten der Rippe eingesprengt, wobei die beiden Hälften der Nabe, von denen die eine mit einem vorspringenden Rande, die andre mit einer entsprechenden ausgedrehten Nuth versehen ist, in einandergreifen. Zur Verbindung der Scheiben mit dem Radkranze sowie der beiden Hälften an der Nabe dient warme Vernietung und drei eingelegte stählerne Schließkeile mit Haken. Eine Vereinfachung der Construction dieser Räder besteht noch darin, daß die Nabe ganz mit der einen Scheibe verbunden und die andere Scheibe rothglühend übergeschoben und durch einen vorgeschobenen Ring aus Flacheisen an der Nabe festgehalten ist. Derartige Räder geben dem Radreif längs der ganzen Peripherie eine feste Unterstützung, durchschneiden die Luft mit geringem Widerstande, besitzen eine große seitliche Steifigkeit und eine sehr solide Befestigung an der Nabe, sowie am Radkranze, sind frei von unnatürlichen Spannungen und aus zähem Material gefertigt, lassen endlich eine leichte Auswechselung der Bandage zu.

Fischer, Beurtheilung von Speisewassern. — Clark hat zuerst das Kalkwasser zum Fällen in Vorschlag gebracht und dieses Verfahren ist für Wasser, welches vorwiegend Calciumbicarbonat enthält, sehr empfehlenswerth, die Kalkmilch darf aber nicht in den Kessel gebracht werden. Für Wasser, welches vorwiegend schwefelsauren Kalk enthält, ist Chlorbarium anzuwenden, welches einen Niederschlag von schwefelsaurem Baryt bewirkt und leicht lösliches Chlorcalcium in der Flüssigkeit läßt. Die gleichzeitige Verwendung von Kalkmilch und Chlorbarium, in welcher das de Haen'sche Verfahren besteht, wird also als bestes Gegenmittel gegen Kesselstein zu empfehlen sein.

Ludewig, das technische Unterrichtswesen auf der Weltausstellung in Wien. — (Fortsetzung). Als beste Schulmodelle sind meist die Industrieproducte selbst zu bezeichnen und so lange hölzerne Modelle nicht zu schwer transportabel ausfallen, sollten sie nicht in verkleinertem Maaßstabe ausgeführt werden. Die ausgestellten Modelle von J. Schröder in Darmstadt waren meist in zu kleinem Maaßstabe angefertigt. Dagegen waren die Modelle der Lehrwerkstätte der kais. technischen Schule zu Moskau sehr zu rühmen. Dieselben umfassen eine Sammlung der bei der betreffenden Arbeit angewendeten Werkzeuge, dann eine Sammlung, an welcher auf systematischem und stufenweise fortschreitendem Wege die Schüler die verschiedenen Handgriffe in der Arbeit erlernen sollen, endlich eine Sammlung, welche die verschiedenen Stadien jeder Arbeit repräsentirt. Auch die

von der Grazer Akademie für Handel und Industrie ausgestellten Modelle waren von zweckmäßiger Größe und Ausführung. Von kinematischen Modellen zeichneten sich diejenigen der Berliner Gewerbeakademie sehr aus, auch diejenigen des Schröder'schen Institutes. Erstere sind nicht sowohl Modelle zur Vorzeigung vor einem größeren Auditorium, als Experimentirapparate. Bei der Ausstellung von Schülerarbeiten sollten allgemein drehbare Fächergestelle Verwendung finden, wie dies die Hamburger Gewerbeschule gethan hatte. An graphischen Arbeiten waren Nachschriftshefte und Uebungsarbeiten im Maschinenzeichnen, aber wenige Schülerentwürfe vorhandeu und Letztere nicht ausführlich genug, um daraus den Unterrichtsgang im Construiren erkennen zu können. Vergleichungen der Leistungen des deutschen technischen Schulwesens im Maschinenzeichenunterricht und der dabei befolgten Methoden waren daher nicht möglich. Uebrigens hatte Württemberg die großartigste Ausstellung geliefert.

Hänlein, lenkbares Luftschiff. — Annähernd ist zur Fortbewegung eines Körpers in der Luft $^1/_{800}$ von der Kraft erforderlich, welche ein congruenter Körper bei gleicher Geschwindigkeit im Wasser verlangt, und der Motor für einen Ballon beansprucht ungefähr den gleichen Procentsatz von der Tragkraft des Ballons als eine Schiffsmaschine von der Tragkraft des Schiffes, sodaß ein Ballon zur Erzielung derselben Geschwindigkeit wie ein Schiff im Wasser nur $^1/_{800}$ soviel Kraft beansprucht als die Schiffsmaschine. Allerdings ist hierbei vorausgesetzt, daß eine Luftschraube denselben Wirkungsgrad giebt als eine Schiffsschraube, was noch nicht nachgewiesen ist, und daß ein Ballon verhältnißmäßig denselben Widerstand hat, als ein Schiff, was etwas zweifelhaft ist, allein beiden Umständen wird es möglich sein, Rechnung zu tragen. Was den Luftwiderstand anlangt, so ist derselbe bei vorn und hinten zugeschärften Ballons sehr gering und obschon der Druck des Windes bis zu 278^k pro Quadratmeter anwachsen kann, so dürfte derselbe im Mittel nicht über 0,1 bis $0{,}6^k$ betragen. Da der Ballon in der Luft schwimmt, so ist in demselben von der Geschwindigkeit der umgebenden Luft Nichts zu bemerken, sondern nur dessen relative Geschwindigkeit wahrnehmbar und nach dieser auch nur die Kraft zur Bewegung des Ballons zu bemessen. Als motorische Kraft erscheint die Gasmaschine am geeignetsten und auf diese Combination hat der Herr Verfasser bereits im April 1865 ein Patent genommen. Ein im Jahre 1872 erbautes Luftschiff, über welches unsere Quelle Zeichnungen und Angaben enthält, besitzt einen Ballon von 2408^{cbm} Inhalt und 1565 bis 2629^k Tragkraft (je nachdem Gas von 0,5 oder 0,16 spec. Gew. verwendet wird), welcher incl. einer Gasmaschine von 233 und einer Luftmaschine von 79^k Gewicht 1406^k schwer ist, also mit schwerem Leuchtgas gefüllt noch 2 Personen sammt Ballast zu tragen im Stande ist. Das Gewicht pro Quadratmeter Oberfläche beträgt 306^g. Die Gasmaschine brauchte bei vorläufig damit angestellten Versuchen 10 bis 12^k Kühlwasser pro Stunde und 6,5 bis 7^{cbm} Gas; sie war hinreichend stark, um den Ballon mit $0{,}7^m$ Geschwindigkeit gegen einen Wind von $4{,}5^m$ Geschwindigkeit vorwärts zu bewegen. Die Länge des Ballons betrug 11,8, der Durchmesser $3{,}3^m$, der Querschnitt $8{,}5^{qm}$, die Gasmaschine besaß $5{,}8^{cm}$ Kolbendurchmesser, 10^{cm} Hub und 0,07 Pferdekraft Stärke, die Luftschraube aber hatte $1{,}7^m$ Durchmesser und erzielte im Maximum $1{,}5^m$ Geschwindigkeit. Als Verbesserungen könnte man noch anwenden, 1. die Füllung mit Wasserstoffgas anstatt Leuchtgas, 2. eine leichtere Herstellung der Gasmaschine mit Hülfe von gußstählernen Cylindern, Gradführungen u. s. w., 3. die Construction des Rahmwerkes, Ruders, der Gondel u. s. w. aus Bambusrohr, 4. die Anfertigung des Ballons sammt Netz und Schnüren aus der besten Seide.

Ziebarth, Mittheilungen von der Wiener Weltausstellung. — Bezüglich des Siemens'schen Dampfmotors wird bemerkt, daß derselbe gar nicht in eine Kategorie mit den Dampfmaschinen gehöre, da der Dampf nicht durch seine Expansivkraft, sondern durch den Unterschied zwischen seinem specifischen Gewichte und demjenigen des umgebenden Wassers wirke und die Rotation wie bei einem oberschlägigen Wasserrade dadurch hervorgebracht werden, daß der Schwerpunkt des Systemes außerhalb der Verticalebene durch die Drehaxe falle. Auch der calorische Motor von Siemens sei nach demselben Princip gebaut, aber ebensowenig über das Versuchsstadium hinausgebracht. — Die Kettenziegel von Pavy sind besonders zur Herstellung runder Bauwerke, Schornsteine u. dergl. bestimmt und sollen bei weit geringerer Wandstärke genügende Festigkeit geben. Noch vollkommener sind die Kettenziegel von A. J. Freund in Wien, welche nicht nur in der Längenrichtung durch schwalbenschwanzförmige Bindeziegel, sondern auch mit den darunter und darüber liegenden Schichten durch Nuth und Feder verbunden sind. — Eine bemerkenswerthe Construction bot auch der nach den Plänen von Prof. Grimburg ausgeführte Wasserthurm, welcher aus 8 in den Ecken eines achteckigen steinernen Sockels aufgestellten gußeisernen Säulen bestand und in $33{,}3^m$ Höhe ein Wasserbassin trug. Die Säulen waren im Lichten 350^{mm} weit, im Fleisch 25^{mm} stark und durch Flanschen und Querträger in acht Stockwerken unter einander verbunden. Das oberste Stockwerk trug auf Consolen eine äußere Galerie, welche durch eine bequeme Treppe zugänglich war. Das $7{,}6^m$ weite, $5{,}8^m$ hohe Wasserbassin mit 250^{cbm} Fassungsraum war aus 7^{mm} starkem Blech und Winkeleisen construirt und ruhte auf einem ringsumlaufenden 200^{mm} hohen gußeisernen Kranze.

Die Entfernung der städtischen Abfallstoffe. — Nach den Reiseberichten Lehfeldt's herrscht auch in England bezüglich dieser Frage noch keine übereinstimmende Meinung, indem man dem Schwemmsystem vorwirft, daß es zu kostspielig sei, das Untergrundwasser vergifte, schädliche Gase austreten lasse, und hauptsächlich darin nicht befriedige, daß noch keine überall anwendbare ökonomische Verwerthung und Reinigung des Wassers gefunden sei. Die theilweise Trennung der festen Excrementalstoffe von den flüssigen verursache abermals neue Kosten und Schwierigkeiten. Zweckmäßig erscheine die Getrennthaltung des Regen-, Grund- und Gewitterwassers, weil dann mit kleineren und aus undurchdringlichem Material herstellbaren Canälen auszukommen, auch eine bessere Spülung möglich sei. Alle chemischen Reinigungsmethoden sind bis jetzt als mangelhaft erkannt worden, doch scheint der Phosphate-Sewage-Proceß eine willkommene Beihülfe für Berieselungen zu versprechen. Die trockenen Methoden, namentlich das Moule'sche Erdcloset, dürfte sich für kleinere Städte und isolirte Localitäten empfehlen, und macht auch, da statt der Erde, die Asche von Torf und Kohlen mit Erde gemischt verwendbar ist, nicht soviel Schwierigkeiten, setzt aber ein regelmäßiges Abfuhrsystem voraus. Das einfache Tonnenabfuhrsystem verlangt

eine häufigere Abfuhr, gute Ventilation mittelst Schornstein und Desinfection bei jedesmaligem Auswechseln der Gefäße, auch müssen die flüssigen Küchenabfälle und Waschwässer von der Grube fern gehalten werden.

Elsäßer, die praktische Ausbildung junger Maschinentechniker. — Dieser wichtige Gegenstand wird mit specieller Bezugnahme auf die polytechnische Schule in Moskau abgehandelt, deren Modellsammlung auf der Wiener Weltausstellung verdientes Aufsehen erregte.

Paschen, über Ausnutzung der Hohofenschlacken. — Um dem unaufhörlichen Anwachsen der Schlackenhalden vorzubeugen, hat man sich besonders in Deutschland schon lange bemüht, eine praktische Verwerthung der Schlacken aufzufinden. Die wichtigste Verwendung ist bis jetzt die Darstellung von Schlackenkies, welche darin besteht, daß man die flüssige Schlacke in Wasser fließen läßt, wobei aus jener Schlacke ein bimsteinartiger Kies erhalten wird. Dieser Kies giebt ein vorzügliches Bettungsmaterial für Eisenbahnschwellen, eignet sich aber besonders zur Ziegel- und Mörtelbereitung, indem die mit der Dampfpresse aus trocken gepochtem Kalk und nassem Schlackenkies gefertigten Ziegel gleiche Festigkeit wie gewöhnliche Ziegel besitzen und sehr gesunde, trockene und warme Häuser geben. Zum Ausschöpfen des Kieses aus dem Wasserbassin hat der Herr Verfasser auf der Georg Marienhütte ein durch Zeichnungen dargestelltes großes Schöpfrad aufgestellt, welches stündlich 72 Ctr. Schlacke zu heben vermag, auch wird daselbst ein verbesserter Wood'scher Granulationsapparat gebaut, bei welchem das Granuliren im Schöpfrade selbst erfolgt.

Kollmann, über den Puddelproceß. — Untersuchungen der Schlacken- und Eisenproben einer oberschlesischen Hütte bei der Arbeit auf körniges Eisen und Discussion der Ergebnisse. Hiernach findet die stärkste Entkohlung des Eisens während des Umsetzens statt und während des Einschmelzens bleibt der Kohlenstoffgehalt des Roheisens unverändert, geht aber in den gebundenen Zustand über.

Wellner, der Voreilungsplattenschieber. — Zur Vermeidung des mit den gewöhnlichen Umsteuerungsvorrichtungen der Fördermaschinen mittelst Schiebern ohne Voreilung verbundenen Nachtheile schaltet der Herr Verfasser zwischen den Schieberspiegel und den Vertheilungsschieber eine einfache Platte mit Nasen und Schlitzen ein, welche den Canälen des Schieberspiegels entsprechen. Diese Platte wird vom Schieber um soviel mitgenommen, als die doppelte Voreilung beträgt, also erfolgen Dampfeintritt und Dampfaustritt mit Voreilung.

Bremsversuche mit einer Langen'schen Gaskraftmaschine. — In einer Brüsseler Buchdruckerei wurde durch Bremsversuche ermittelt, daß eine sogen. 1pferdige Gaskraftmaschine bei 83 Umgängen 1,367 Pferdekraft leistete und pro Pferd und Stunde 1010 Liter Gas consumirte, während eine andere ganz neue 1pferdige Maschine bei 88 Umgängen 823 Liter und nach 6monatlichem Gange bei 104 Umgängen 925 Liter Gas pro stündliche Pferdekraft verbrauchte.

Beuther, über Abteufpumpen. — Für derartige Pumpen verdient sehr häufig nicht die den besten Nutzeffect gebende, sondern diejenige Construction den Vorzug, welche den geringsten Zeitaufwand und die geringste Schwierigkeit beim Fortrücken und die meiste Sicherheit gegen Betriebsstörungen bietet. Deshalb sind alle zweiaxigen Pumpen weniger zweckmäßig als die einaxigen und die Plungerpumpen wieder den Kolbenpumpen, ja selbst die alten einfachen Saugsätze den neueren Hubsätzen nachzustellen, sofern die zu hebenden Wassermengen nicht bedeutend sind. Andererseits haben die einaxigen Hubsätze gegenüber den zweiaxigen den Nachtheil, daß das Gestänge versteckt ist, und es hängt daher die Entscheidung zwischen diesen beiden Pumpensystemen davon ab, wie rasch der Wasseraufgang im Schachte stattfindet. Für Schachtabteufpumpen ist deshalb auch nicht immer mit dem gewöhnlichen Schläucher auszukommen, sondern man wendet zwei Schläucher, einen unter, den andern über dem Kolbenrohre an, am besten aber Senkzeuge. Besondere Beachtung verdient das Rittinger'sche System von einaxigen Pumpen, da dasselbe, wie hier eingehend dargelegt wird, sehr wenig Raum beansprucht, die Schachtzimmerung nicht belastet, die Ausgleichung der Bewegung ohne Gegengewichte gestattet und keines besonderen Gestänges bedarf.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXVI. Jahrg. 1874. Heft 6—12.

Sauer, automatisches Läutewerk. — Bei den Zugbarrièren der österr. Nordwestbahn ist an einem in unmittelbarer Nähe des Wegüberganges stehenden Pfahle ein Flaschenzug angebracht, welcher in den Drahtzug eingeschaltet ist und aufgezogen werden muß, ehe der Zug auf die Bewegung der Barrière wirkt. Mit einer Rolle dieses Flaschenzuges ist nun das Läutewerk verbunden und dasselbe ertönt daher schon geraume Zeit vor dem Schließen der Barrière.

Radda, die Ueberdeckung der Hofräume der französischen Ausstellung in Wien. — Die Dachconstruction besteht aus Bohlenbögen von I förmigem Querschnitt auf welche die Pfetten direct aufgelegt sind, und ist von großer Einfachheit und Festigkeit.

Radde, Laufgerüste vom Bau der Maschinenhalle und des Industriepalastes in Wien. — Für die Maschinenhalle war ein auf zwei Schienensträngen verschiebbares $23,4^{m}$ breites, $11,4^{m}$ hohes und $8,1^{m}$ langes Laufgerüst hergestellt, welches aus einem Paar $3,9^{m}$ hohen Gitterträgern bestand, die gegen die beiden vierrädrigen Wagengestelle zu beiden Seiten durch Stiele und Streben abgesteift waren, und so hoch lagen, daß sie das Transmissionsgerüst nicht berührten. Die für die Galerieen des Industriepalastes bestimmten Gerüste waren z. Th. leicht gebaut, da sie blos als Malergerüste zu dienen hatten, z. Th. fest und solid. Erstere waren $14,2^{m}$ breit, 18^{m} hoch, 13,3 oder $6,3^{m}$ lang, bestanden aus roh gezimmertem Holze und liefen auf zwei Pferdeeisenbahnschienen, die festen Gerüste waren $11,4^{m}$ breit, $10,1^{m}$ hoch und $10,1^{m}$ lang, mit treppenförmig angebrachten Dielungen versehen und in Etagen abgetheilt, wurden übrigens durch Winden bewegt. Alle diese Rüstungen sind außerordentlich zweckmäßig construirt.

Heinrich, die Viercylindermaschine. — Wie der Herr Verfasser in einem früheren Artikel nachgewiesen hat, läßt sich bei der dreicylindrigen Paragonmaschine weder ein ökonomisches Expandiren, noch eine gleichförmige Bewegung herstellen, es läßt sich aber durch Combination von

4 Cylindern dasjenige Ziel erreichen, welches dem Erfinder der Paragonmaschine vorgeschwebt zu haben scheint. Bei dieser Combination werden immer zwei um 90° verstellte Kolben zusammen arbeiten, auch läßt sich eine Expansion herstellen, wenn der Dampf nicht in die Centralkammer, sondern in die äußeren Enden der Cylinder eingeführt wird. Unsere Quelle zeigt die Skizze einer in dieser Weise construirten Maschine.

Rudolff, Gasbeleuchtung in belgischen Eisenbahnwaggons. — Das seit 10 Jahren in Belgien eingeführte Camberlain'sche Beleuchtungssystem, welches auch für den Betrieb des Mont-Cenistunnels adoptirt worden ist, verwendet auf 10 Atmosphären comprimirtes Gas, welches in zwei in einem Gepäckwagen stehenden Reservoirs à 2,5 ^{cbm} Inhalt enthalten ist und durch einen Regulator austritt, welcher eine constante Spannung von 5 ^{cm} Wassersäule erzeugt. Die Gasleitung ist auf dem Dache des Waggons angebracht und es zweigen sich von da aus enge Rohre nach den Lampen ab, für welche die Spannung durch einen eingeschalteten Moderateur auf 1,5 ^{cm} Wassersäule herabgezogen wird. Gummischläuche dienen zur Verbindung der Leitungen zwischen zwei Wägen. Specielle Beschreibungen und Zeichnungen sind in unsrer Quelle nachzusehen. Die rasche Füllung der Gasbehälter erfolgt mittelst anderer, am Bahnhofe aufgestellter Behälter, in denen sich Gas von 12 Atmosphären Spannung befindet. Der Regulator enthält eine durch Gewichte belastete Kautschukmembrane, welche das Eintrittsventil schließt, wenn sie angespannt wird, und dasselbe wieder öffnet, wenn durch Austritt von Gas die Spannung sinkt. Ein Manometer zeigt die Spannung im Regulator, dient also zur Erkennung etwaiger Unregelmäßigkeiten, ein Wassermanometer giebt ferner die Spannung in der Hauptleitung. In den Bremswagen befinden sich noch Reserve-Gasbehälter mit 60 Liter Inhalt, welche aus der Hauptleitung mit Gas gefüllt werden, und daher auf kurze Zeit den Zug mit Gas versorgen können, wenn derselbe von dem Gepäckwagen mit dem Hauptreservoir getrennt werden sollte. Die Belgische Staatsbahn besitzt eine eigene Gasanstalt, in welcher Gas aus den Abfällen der Stearinkerzenfabriken erzeugt wird, welches auf 0,5 Franc pro 1 ^{cbm} zu stehen kommt. Die Einrichtung eines Gepäckwagens kostet 1200, diejenige eines Personenwagens mit 3 Lampen 280 und diejenige eines Bremswagens 150 Francs. Die Flammen verbrauchen stündlich 30 bis 40 ^{l} Gas und es stellt sich der Preis der Gasbeleuchtung, auf die Lichtstärke einer Kerze pro Stunde reducirt, zu derjenigen mit gewöhnlichem Gas und mit Rüböl wie 0,1 : 0,14 : 0,30.

Elbebrücke der österr. Nordwestbahn bei Außig. — Diese Brücke besteht aus der eigentlichen Strombrücke mit zwei Oeffnungen à 71,225 ^{m} Lichtweite und einer Oeffnung von 71,2 ^{m} Lichtweite, Mittelpfeilern von 3 ^{m} Stärke und 9,55 ^{m} Breite im Mittel und zwei Trennungspfeilern von 4,5 ^{m} Stärke und 7,5 ^{m} Breite am Schafte, und aus verschiedenen Ueberseßungen an beiden Ufern mit zusammen 80,58 ^{m} Lichtweite, von denen drei Oeffnungen à 19 ^{m} Lichtweite am linken und eine eben so weite Oeffnung am rechten Ufer liegen. Die Eisenconstruction der Strombrücke sind continuirliche Fachwerksträger mit parallelen Gurtungen von 223 ^{m} Länge, eingetheilt in Fächer von 3,68 ^{m} Länge, 7,36 ^{m} hoch und außer zwei Schienengeleisen über den Tragwänden noch eine 5 ^{m} breite Straßenbahn in der Mitte und einen 1,25 ^{m} breiten Seitenpfad tragend. Die Geleise liegen 17,75 ^{m}, die Unterkante der Eisenconstruction 10,3 ^{m} über dem mittleren Wasserspiegel. Die übrigen Oeffnungen sind mit Einzelträgern von 20,72 ^{m} Stützweite überdeckt, welche aus Parallelträgern mit 2,072 ^{m} Höhe und quadratischen Fächern gebildet sind und 4,5 ^{m} von einander entfernt sind. Vom Totalgewicht an 22700 Zollcentnern entfallen 20250 auf die Strombrücke, 2200 auf die Quaibrücken und 250 Ctr. auf die Geländer der Auffahrtsrampen. Bei der Probebelastung, über welche unsere Quelle ausführlich Programm und Protokoll mittheilt, wurden drei Locomotiven mit 4 Meilen Geschwindigkeit über die Brücke gefahren, wobei in den Seitenöffnungen eine Senkung von 23 ^{mm}, in der Mittelöffnung eine von 36 ^{mm} entstand.

Haddan's einschienige Eisenbahn. — Bei diesem Eisenbahnsystem dient als Unterbau eine 0,65 ^{m} hohe, 0,35 ^{m} breite Mauer, auf welcher eine 3 ^{cm} dicke, in Cement gebettete und durch halbrunde Eisenbänder befestigte Bohle liegt. Locomotive und Wagen bestehen aus zwei Hälften, wovon auf jeder Seite der Mauer eine Hälfte liegt. Dazwischen befindet sich ein 0,45 ^{m} breiter Raum, in dessen oberem Theile ein einziges auf der Schiene laufendes Rad angebracht ist, während an der Unterseite der Locomotive und am hintersten Wagen des Zuges zwei Paar horizontale beléderte Räder befestigt sind, welche an der Mauer laufen und durch Schraube und Hebel gegen dieselbe angepreßt werden können. Das Gewicht der Maschine beträgt 8 Ctr. pro laufendes Meter, die Länge 7,31 ^{m}. Die Wagen sind unter einander gelenkig mit langen Kuppeln verbunden und der ganze Zug wird nur durch die vorderen und hinteren horizontalen Räder in Balance erhalten. 24 Wagen fassen 96 Personen, und bilden einen 50 ^{m} langen Zug von 8 Ctr. Gewicht pro laufendes Meter. Zweck dieses Systems ist die gleichmäßige Vertheilung der Last auf eine große Länge, Vermeidung von Erdarbeiten, Verminderung des Fahrparkes, rascher, billiger Bau, Erzielung großer Geschwindigkeiten bei rauhem Terrain.

Schraubenscala von Heilmann, Ducommun & Steinlen. — Für kleine Schrauben von 3 bis 10 ^{mm} Stärke steigt der Durchmesser um 1 ^{mm}, dann hat man 12, 15, 18, 20, 23, 25, 28, 30, 32, 35, 37, 40, 42, 45, 47 und 50 ^{mm} Stärke. Die Steigung für die kleinen Durchmesser beträgt 6 Procent und sie nimmt bis 50 ^{mm} Stärke ab auf 3% nach der Formel $h = 0,08\,d + 1$. Das Gewinde hat einen Winkel von 60° und auswendig wie inwendig Abrundung, so daß die Tiefe $t = {}^{2}/_{3}\,h$ beträgt.

Centrifugalpumpen. — J. und H. Gwynne haben für die Entwässerung der Ferrarasümpfe 8 Centrifugalpumpen angewandt, die als vier von einander unabhängige Systeme, jedes Paar mit seiner Betriebsmaschine, aufgestellt sind. Die mit der Kurbelwelle der Maschine durch eine Scheibenkuppelung verbundenen Axen der Kreiselräder sind von Stahl und außerhalb der Gehäuse gelagert; die Schaufelräder haben 1,523 ^{m} Durchmesser, die Saug- und Druckrohre 1,371 ^{m}. Als Motoren dienen Woolf'sche Dampfmaschinen mit zwei Cylindern von 70,5 und 118,4 ^{cm} Durchmesser, 68,6 ^{cm} Hub und um 180° versetzten Kurbeln, welche bei 5 Atmosphären Spannung 115 Umdrehungen pro Minute machen; die Pumpen sollen 2032 ^{cbm} Wasser pro Minute auf 1,9 ^{m} mittlere und 3,648 ^{m} größte Höhe heben.

d'Avigdor, Arbeiterwohnungen in England. — Obwohl die englischen Verhältnisse sich von den unsrigen

sehr wesentlich unterscheiden, so ist doch auch diese von 2 Tafeln begleitete Abhandlung recht interessant.

Pontzen, Schneeschutzvorkehrungen auf Eisenbahnen. — Schnee, welcher direct auf die Bahn fällt, wird durch Anwendung des Schneepfluges beseitigt. Schneeverwehungen beugt man am besten dadurch vor, daß man Einschnitte thunlichst vermeidet und die Nivelette möglichst über das Terrain erhebt. Für die Herstellung von Schneeschutzen ist noch keine sichere Regel gefunden, da die Configuration des Terrains und der Winkel, unter welchem der Wind bläst, hierbei von großem Einfluß sind, doch zeigen die Schneeablagerungen im Allgemeinen dieselben Erscheinungen, wie Ströme, welche Senkstoffe führen. Am Karst giebt man den Schneewänden nicht unter 5^{m} Höhe und stellt sie im 3 bis 5 mal so großen Abstande vom Einschnittsrande auf. Auf der Union-Pacific-Bahn hat man geneigte hölzerne Wände für gut befunden und wendet dieselben auch in mehrfachen Reihen, sowie zu beiden Seiten der Einschnitte an. Die bei der Mont Cenis-Bahn verwendeten Schneedächer oder Schneegalerien, welche bis zu 6^{m} starke Schneedecken zu tragen hatten, boten keine genügende Ventilation, diejenigen der Central-Pacific-Bahn, welche nahezu noch einmal so hoch und durch jalousieartige Verschalung, sowie durch zahlreiche Luftthürmchen besser für Ventilation versehen sind, haben sich gut bewährt, verlangen indessen Vorkehrungen gegen Brände. Die amerikanische Bahn ist damit über 50^{km} lang bedeckt, so weit sie in der Region des hohen Schnees läuft, und es waren dazu 123000^{cbm} Bauholz und 44660 Ctr. Eisen erforderlich. Gegen Lawinen und Schneestürze hat man am Mont Cenis und anderen Alpenübergängen gemauerte Galerien mit 4^{m} Spannweite, deren im Scheitel nur 0,6^{m} starkes Gewölbe durch ein Rutschdach gesichert ist. Der Herr Verfasser betont am Schluß besonders, daß es möglich sei, sich gegen Schnee und Lawinen genügend zu schützen, und daß deshalb die Anlage übermäßig langer Tunnel da nicht rationell zu nennen sei, wo mit kürzeren Tunneln und Schneeschutzen ebenso gut auszukommen ist.

Heyne, die Wienerwaldbahn. — Untersuchungen über die Nothwendigkeit und Rentabilität einer Localbahn für die Stadt Wien.

Regulativ für Gasconcessionswesen. — Entwurf eines Regulativs für die Ausführungen von Gasrohrleitungen und Gasbeleuchtungsanlagen, welches von einem Comité des österr. Ingenieur- und Architekten-Vereines ausgegangen ist, bestehend aus den Herren Beudner, Mauch, Bengough, Mihatsch, Seybel, Kurz, Fähndrich, Metschefo und Cohn. Für unterirdische Leitungen sind gußeiserne Rohre von 40^{mm} Lichtweite aufwärts zu verwenden, schmiedeeiserne Rohre sind blos bis 53^{mm} Weite zulässig. Alle Rohre sind vorher mittelst Wasserdruck und Anschlagen auf 3 Atmosphären und dann mittelst Luft unter Wasser auf $1^1/_2$ Atmosphären zu prüfen und dürfen erst nachher einen Anstrich erhalten. Wo Canäle gekreuzt werden, ist das Gasrohr mit einem gußeisernen Deckrohr zu versehen und in einer solchen Weise hindurch zu führen, daß die Passage nicht gestört wird. Die Wechsel sind mit Stricken und Blei, bei Flanschen mit Blei oder Pappe zu dichten und nach Vollendung einer Strecke sind mittelst eines Gebläses unter 237^{mm} Wasserdruck Strangproben vorzunehmen. Anbohrungen dürfen nicht stärker als 53^{mm} sein bei mehr als 158^{mm} Röhrenweite, bei weniger Lichtweite nur $^1/_3$ vom Durchmesser. Solche mit Gewinde dürfen nur bei mehr als 158^{mm} weiten Rohren angebracht werden und dürfen nur 26^{mm}, bei mehr als 316^{mm} Rohrweite nicht über 40^{mm} betragen. Auch über die Leitungen über der Erde und über die Beleuchtungsgegenstände enthält das Regulativ zweckmäßige Vorschriften.

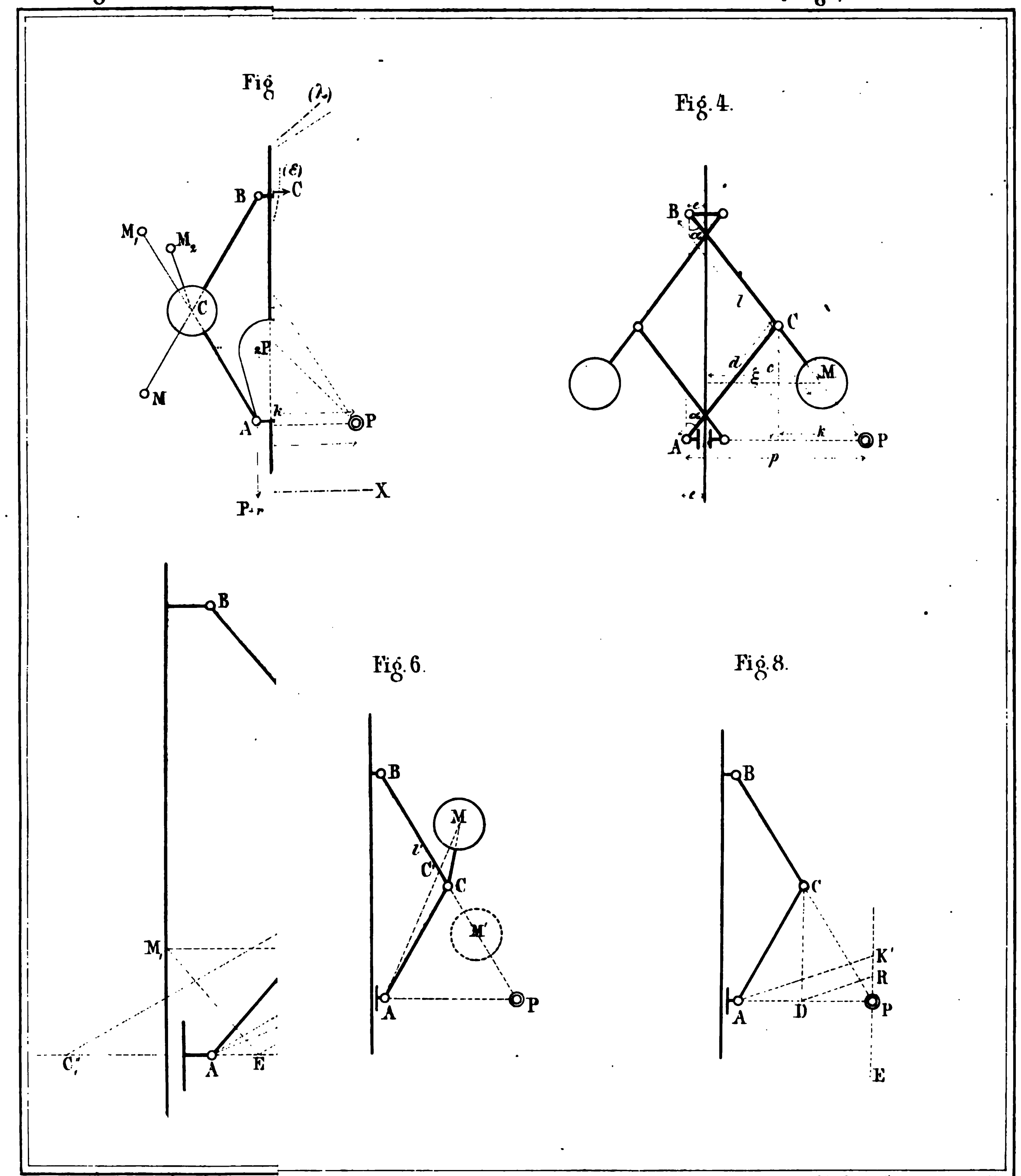
Guresch, Festigkeitsproben mit Granit Trachit, Sand- und Kalksteinen. — Granite aus Böhmen, Ober- und Nieder-Oesterreich hielten 300 bis 1223^{k} pro 1^{qcm}, Sandsteine aus den Karpathen 137 bis 303^{k}, Kalksteine von dort 212 bis 242 und Trachite 61 bis 442^{k} Druck pro 1^{qcm} aus. Steine von ein und demselben Fundorte differiren oft sehr beträchtlich.

Locomotiven ohne Feuerung. — In der Nähe von New-York hat man den Versuch gemacht, Locomotiven in der Art zu betreiben, daß man vor Abgang der Maschine ihre Kessel mit hochgespanntem Dampf aus einem stationären Kessel füllt und diesen allmälig verbraucht, ohne den Kessel zu feuern. Die Locomotiven besitzen ein vierrädriges Gestell mit einem 0,94^{m} weiten, 2,743^{m} langen cylindrischen, wohlverpackten und einen Dom tragenden Kessel, aus dessen Dampfraume 2 verticale Cylinder von 127^{mm} Durchmesser und 178^{mm} Hubhöhe mit Dampf versorgt werden. Der Wasserinhalt des Kessels wird durch eine 50^{mm} weite, durchlöcherte und am Boden des Kessels hinführende Röhre geheizt, welche den Dampf aus einem stationären Kessel entnimmt. Der Kessel faßt 1,83^{cbm}, der Dampfraum 0,044^{cbm}, eine Cylinderfüllung 0,0022, der schädliche Raum 0,000127^{cbm}. Bei einem von den Ingenieurs Buel & Bresoort angestellten Versuche war der Kessel zur Hälfte mit Wasser gefüllt und der Dampfdruck betrug 9,622^{k} pro □Centimeter. Nach 2, 4, 16, 29, 49 Minuten betrug der Druck nur noch 8,98, 8,42, 6,94, 4,76 und 1,50^{k}. Nach den Indicatordiagrammen betrug der mittlere Gesammtdruck 1,57, der mittlere Gegendruck 0,35^{k}. Während 35,5 Minuten Laufzeit wurden 4,4 Miles bei durchschnittlich 147,4 Umdrehungen pro Minute zurückgelegt und 3,61 Pferdekraft geleistet. Näheres im Engineer vom 20. Februar 1874.

Elbel, die Axlagerschalen der österr. Nordwestbahn. — Um dem Warmlaufen vorzubeugen wird bekanntlich oft die Breite der Lagerschalen in der Richtung der Peripherie so weit reducirt, als zulässig ist, um kein Ausspringen hervorzurufen. Bei den Axlagern der österr. Nordwestbahn bekommen die Schalen im mittleren Theile ebenfalls nur die unbedingt nothwendige Breite, erhalten aber an den Enden zur Führung sattelartig vorspringende Flanschen.

Wist, das Arbeiterwohnhaus auf der Wiener Weltausstellung. — Aus der österr. Abtheilung werden die Reichenberger, Außiger, Rostocker, Schwadowitzer, Cosmanoser, Semiler, Lobositzer, Theresienauer, Prager, Liesinger, Marburger, Straciger Modelle vorgeführt und Angaben über deren Gestehungskosten u. s. w. mitgetheilt.

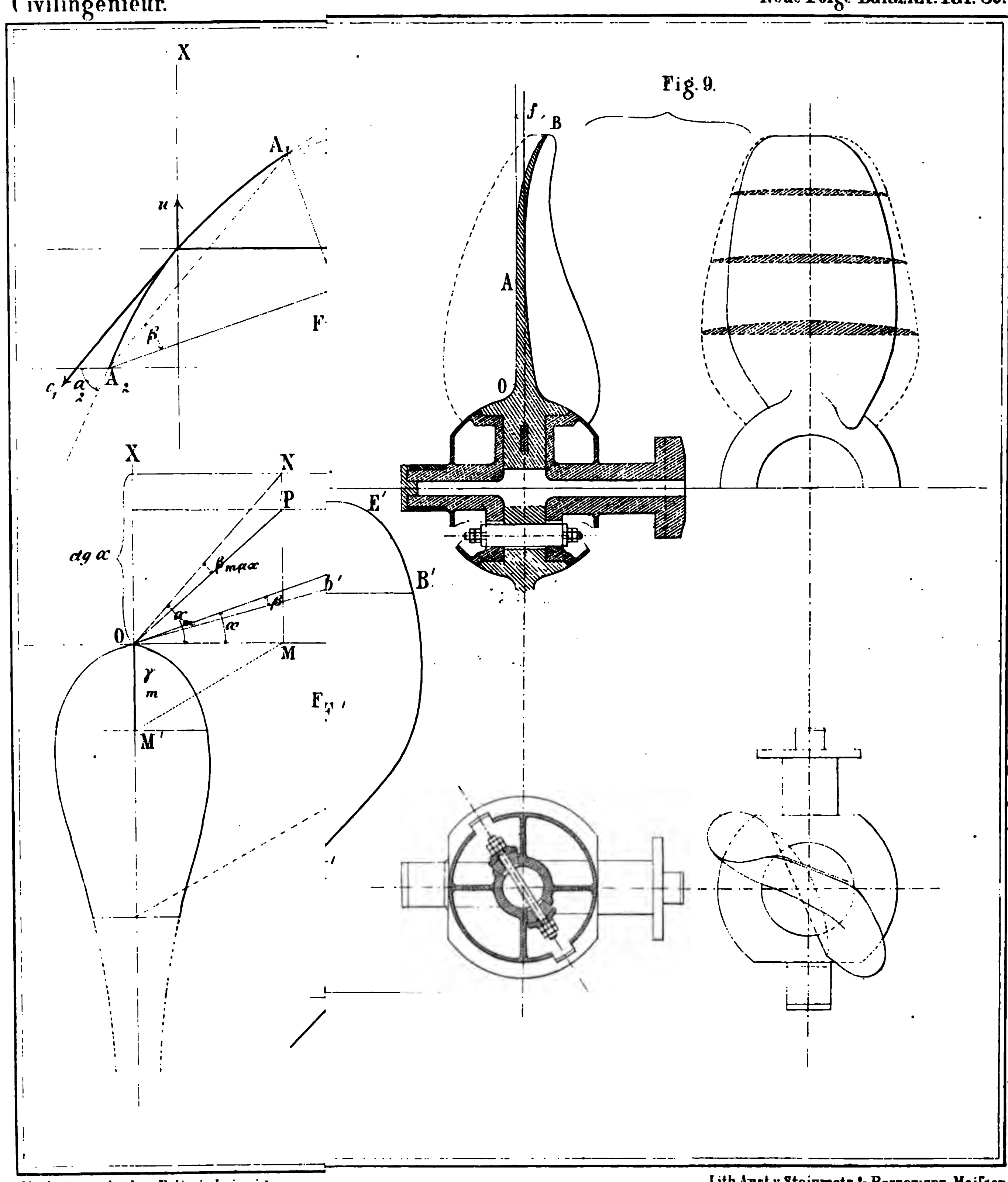
Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.



Verlag von Arthur Felix in L

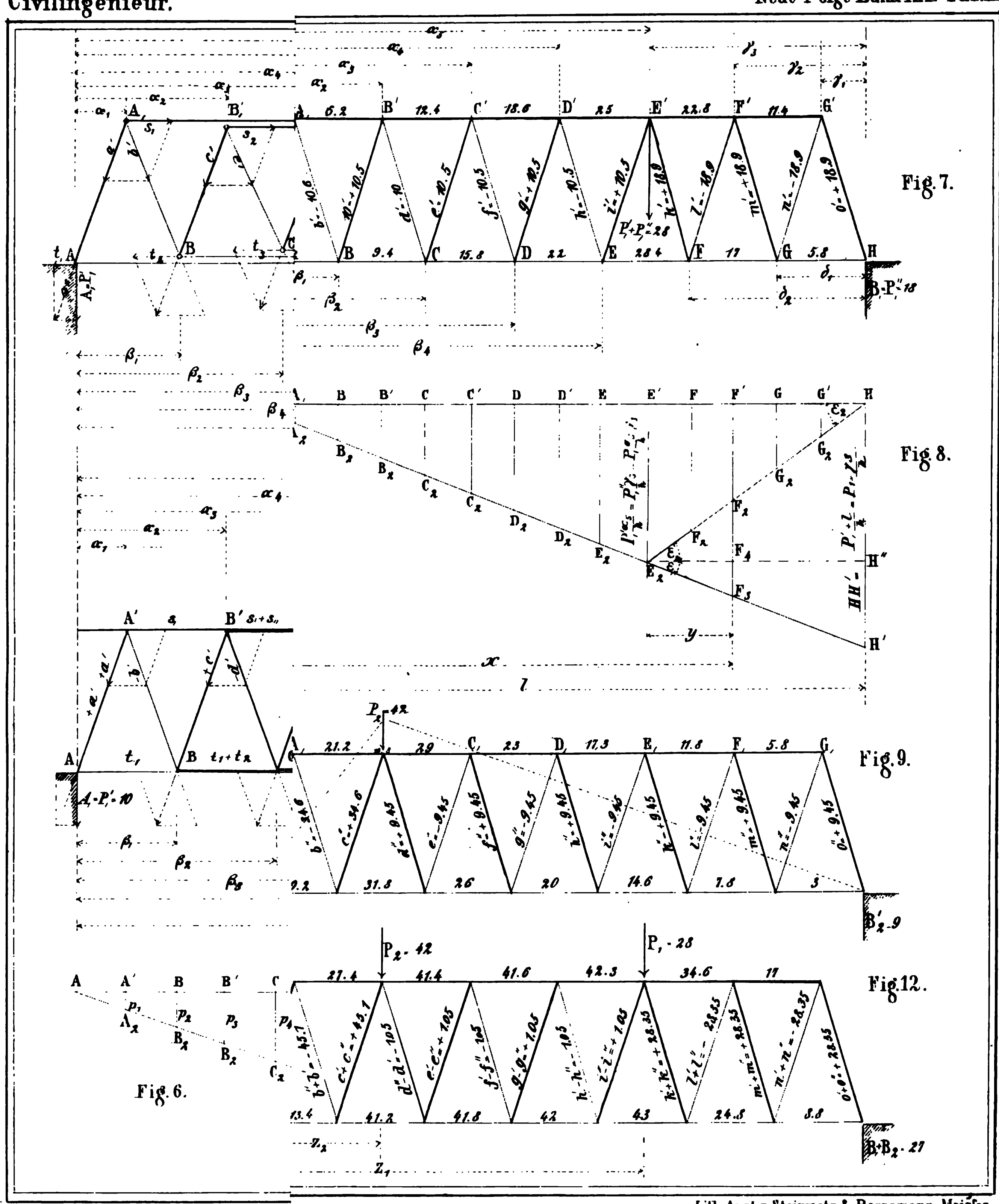
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

PUBLIC LIBRARY



Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meifsen.

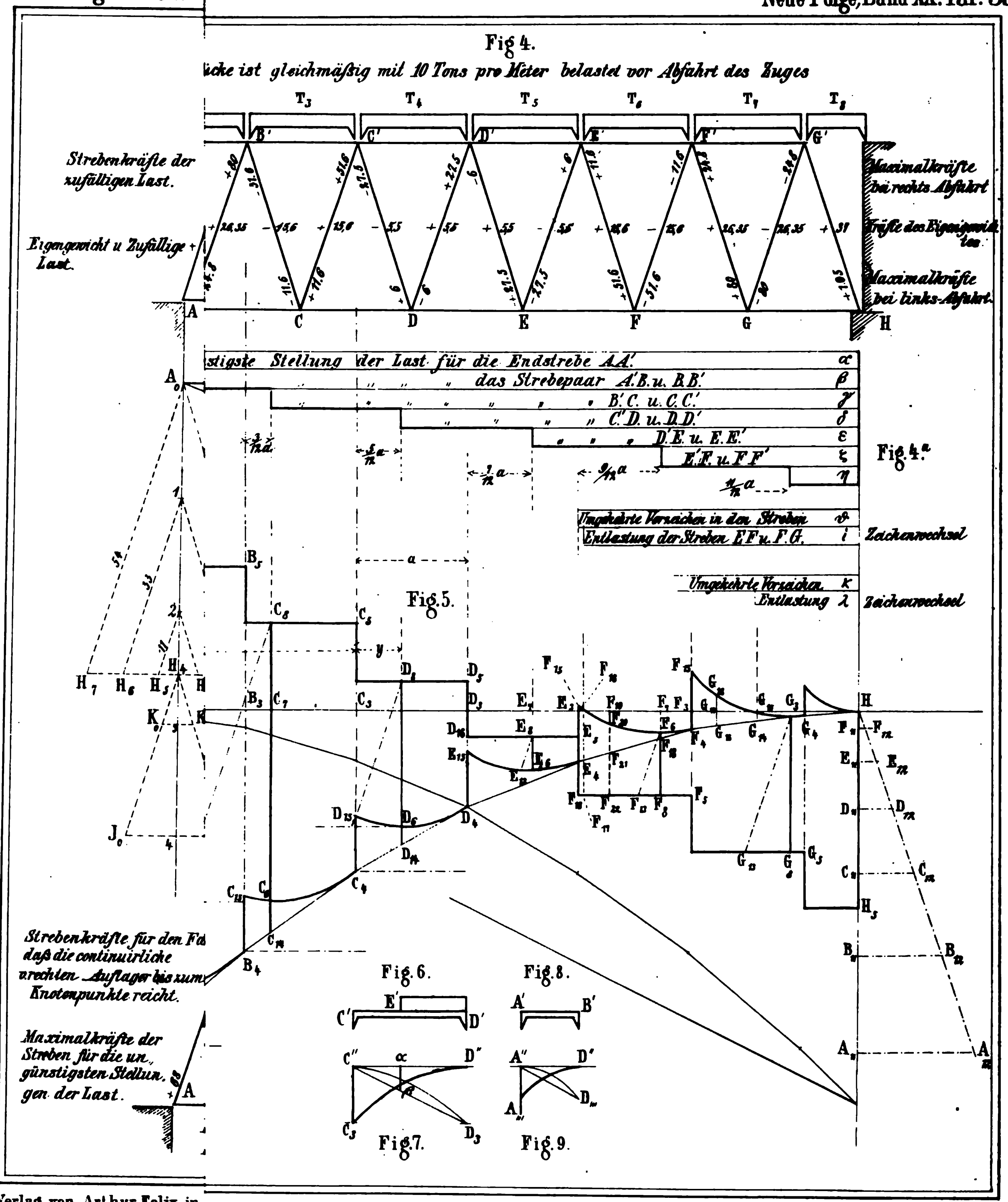
THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS



Verlag v. Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meissen.

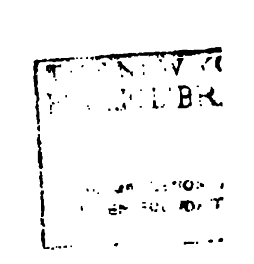
Verlag von Arthur Felix in Lei

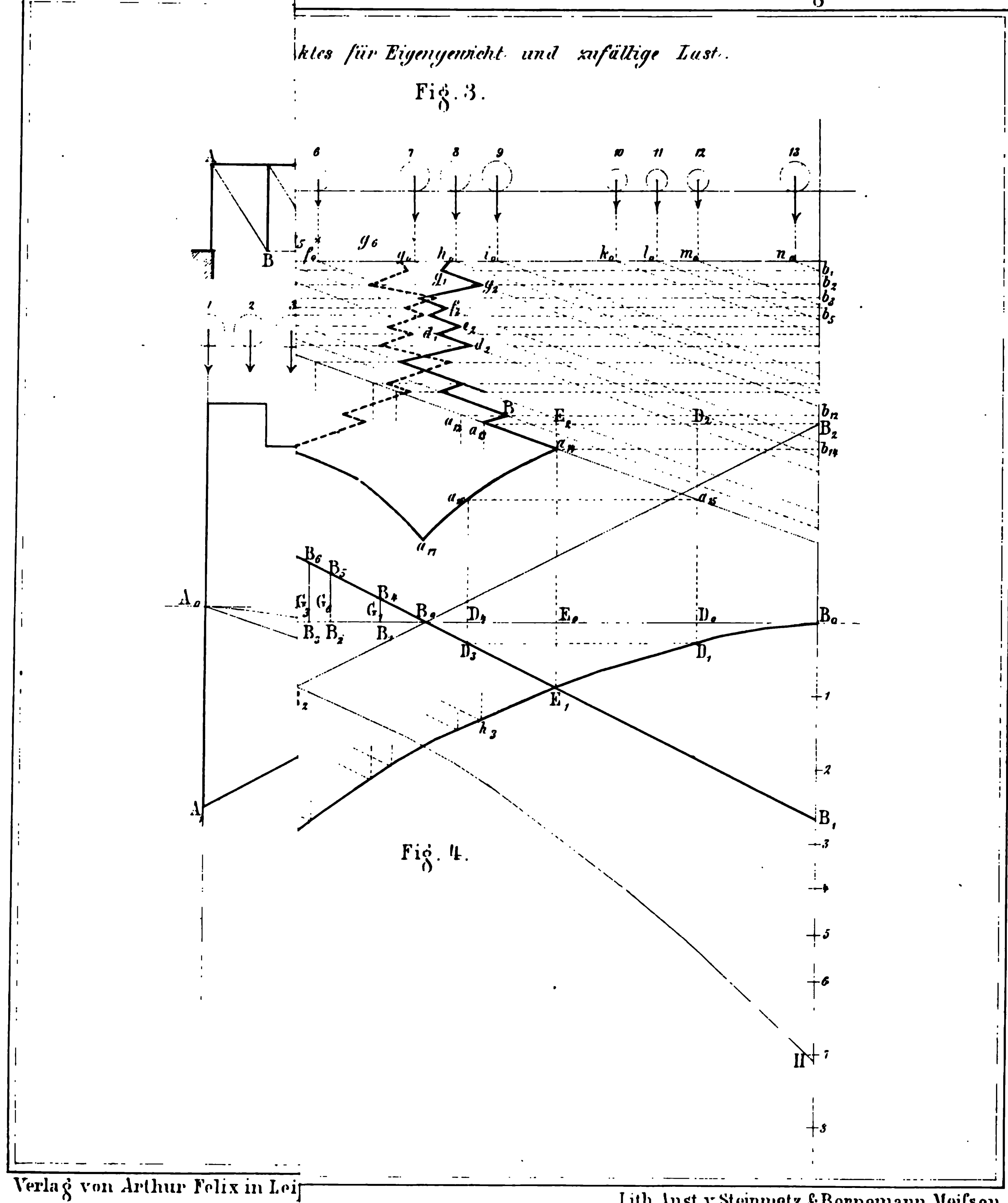
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.



Verlag von Arthur Felix in

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meißen.





Verlag von Arthur Felix in Lei...
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.











